



Technische
Universität
Braunschweig



Dipl.-Ing. David Jobst

Ermittlung eines optimalen Sportwagen-Hybrid im Spannungsfeld von Rennstreckenperformance und Umweltverträglichkeit (CO₂-Emission)



Berichte aus dem ivb | Band 1 | Braunschweig 2014

ERMITTLUNG EINES OPTIMALEN SPORTWAGEN-HYBRID
IM SPANNUNGSFELD VON RENNSTRECKENPERFORMANCE
UND UMWELTVERTRÄGLICHKEIT (CO₂-EMISSION)

VON DER FAKULTÄT FÜR MASCHINENBAU
DER TECHNISCHEN UNIVERSITÄT CAROLO-WILHELMINA ZU BRAUNSCHWEIG

ZUR ERLANGUNG DER WÜRDE
EINES DOKTOR-INGENIEURS (DR.-ING.)

GENEHMIGTE DISSERTATION

von:	David Jobst (Dipl.-Ing.)
aus (Geburtsort):	Regensburg
eingereicht am:	15.10.2013
mündliche Prüfung am:	21.05.2014
Gutachter:	1. Prof. Dr.-Ing. Peter Eilts 2. Prof. Dr.-Ing. Ferit Küçükay

2014

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Doktorand bei der BMW M GmbH in München.

Meinem Betreuer und Erstgutachter, Herrn Prof. Dr.-Ing. Peter Eilts, dem Leiter des Lehrstuhls für Verbrennungskraftmaschinen der TU Braunschweig, gebührt ganz besonderer Dank für seine Betreuung. Er ermöglichte es mir durch sein Vertrauen, seine konstruktive Kritik, seine fachliche Steuerung und durch viele lehrreiche Anregungen, diese wissenschaftliche Arbeit zu erstellen.

Ich danke zudem dem Zweitgutachter Herrn Prof. Dr.-Ing. Ferit Küçükay, dem Leiter des Lehrstuhls für Fahrzeugtechnik an der TU Braunschweig, sowie dem Vorsitzenden der Promotionskommission Herrn Prof. Dr.-Ing. Georg-Peter Ostermeyer.

Ein herzliches Dankeschön gilt meinem Betreuer und Kollegen Roland Ast, meinem Betreuer und Vorgesetzten Roman Scherer sowie Projektleiter Manfred Lauer für die vielen konstruktiven Gespräche und die gute Zusammenarbeit. Sie haben auch für die Rahmenbedingungen gesorgt, um diese Arbeit erfolgreich erstellen zu können.

Bei Herrn Jörg Paschedag und Herrn Philipp Joos von der Firma ITK bedanke ich mich ebenfalls sehr herzlich für die Unterstützung bei der Durchführung der Modellbildung.

Meiner Frau Barbara, die mir den Rücken freigehalten und mir die Zeit gegeben hat, diese Doktorarbeit zu schreiben, danke ich ganz besonders.

Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis	III
Verwendete Formelzeichen	VI
Abbildungsverzeichnis	X
1 Ziele und Aufbau der Arbeit.....	1
1.1 Motivation.....	1
1.2 Ziele der Arbeit.....	2
1.3 Aufbau der Arbeit	3
2 Definition Sportwagen und Stand der Technik	5
2.1 Zielsetzung Sportwagenhybrid	5
2.1.1 Allgemeine Eigenschaften Sportwagen	5
2.1.2 Quantifizierbare Zielparameter Sporthybrid	6
2.1.3 Hybridspezifische Bedingungen bei der Erfüllung der Zielparameter	8
2.2 Stand der Technik	9
2.2.1 Instationärverhalten aufgeladener Verbrennungsmotoren	9
2.2.2 Konfiguration E-System und Auswahl E-Komponenten	10
2.2.3 Betriebsstrategien hybrider Antriebe.....	14
2.2.4 Betriebsstrategie Verbrauch	15
2.2.5 Systeme zur aktiven Quermomentenverteilung	17
2.3 Auswahl Hybridtopologie/Hybridkonzepte Sportwagen.....	20
2.3.1 Herleitung Hybridtopologie	20
2.3.1.1 Hybridisierungsgrad.....	20
2.3.1.2 Antriebstopologie.....	21
2.3.2 Herleitung und Beschreibung der Hybridkonzepte.....	23
2.3.2.1 EM vor Getriebe (P2).....	24
2.3.2.2 EM an den Achsen (P3, P4)	24
2.3.2.3 EM im Getriebe (P2.5)	27
2.3.2.4 Vergleich der Hybridkonzepte allgemein.....	29
3 Modellbildung und Simulation	31
3.1 Dymola.....	31
3.1.1 Modellbildung Gesamtfahrzeug	31
3.1.2 Modellbildung Verbrauch und Beschleunigung.....	33

3.1.3	Modellbildung Instationärverhalten aufgeladener VM	34
3.1.4	Modellbildung Rennstreckensimulation	38
3.2	Race	39
3.3	Matlab/Simulink.....	40
4	Berechnung Potential Verbrauch und Längsdynamik.....	43
4.1	Berechnung Verbrauch/CO ₂ -Emissionen.....	43
4.1.1	Berechnung Verbrauch Hybridkonzept P3 und P4.....	43
4.1.2	Berechnung Verbrauch P2.5	49
4.1.3	Vergleich der Hybridkonzepte.....	53
4.1.4	Anforderung an Leistung und Energie des E-Systems	54
4.2	Berechnung Beschleunigung.....	55
4.2.1	Validierung Längsdynamikmodell	57
4.2.2	Beschleunigung Hybridkonzept P2.....	58
4.2.3	Beschleunigung der Hybridkonzepte P3 und P4.....	59
4.2.4	Beschleunigung Hybridkonzept P2.5	61
4.2.5	Fazit Beschleunigung	62
4.3	Berechnung Instationärverhalten.....	63
4.3.1	Definition der Fahrprofile	64
4.3.2	Validierung des Simulationsmodells	65
4.3.3	Anforderungen an E-Komponenten	67
4.3.4	Bewertung der Hybridkonzepte	68
4.3.5	Reproduzierbarkeit/Energiekompensation	73
4.4	Fazit Verbrauch/Längsdynamik	74
5	Berechnung Potential Querdynamik.....	76
5.1	Längs- und Quermomentenverteilung durch Elektrifizierung	76
5.2	Potentiale der Quermomentenverteilung	77
5.3	Auslegung und Potentialanalyse des P3/2	80
5.3.1	Mechanische Auslegung	80
5.3.2	Dynamisches Verhalten.....	86
5.3.3	Energetische Betrachtung (Effizienz).....	87
5.4	Potentialvergleich QMV an VA (P4/2) und HA (P3/2)	89
5.4.1	Physikalische Grundlagen.....	89
5.4.2	Potentialvergleich VA und HA.....	90
5.5	Fazit der Potentialbewertung Querdynamik.....	93

6	Berechnung Potential Rundstreckenzeit	95
6.1	Grundlagenbetrachtung Rundstrecke	95
6.1.1	Vorgehen Rundstreckenberechnung	95
6.1.2	Einfluss Hybridisierung auf Fahrzustände.....	96
6.1.3	Auswahl Rundstrecken.....	99
6.1.4	Rekuperationspotential.....	99
6.2	Betriebsstrategie Rundstrecke	102
6.2.1	Betriebsstrategie unabhängig vom Hybridkonzept.....	102
6.2.2	Betriebsstrategie spezifisch Hybridkonzept P4	106
6.3	Ergebnisse Rundstreckenberechnung.....	107
6.3.1	Anpassung Fahrerparameter und Rundenzeitberechnung	108
6.3.2	Variation der Hybridkonzepte	109
6.3.3	Variation der Konfiguration und Anbindung	111
6.4	Anforderungen an VM und E-System	113
6.4.1	Verbrennungsmotor.....	113
6.4.2	E-Maschine	114
6.4.3	E-Speicher	115
6.5	Fazit Potential Rundstreckenzeit	115
7	Ermittlung des Sportwagenhybrids (Standardantrieb).....	117
8	Zusammenfassung und Ausblick	122
9	Literaturverzeichnis	124

Verwendete Formelzeichen

a	Beschleunigung [m/s^2]
β	Schwimmwinkel [$^\circ$]
E	Energie [kJ]
g	Erdbeschleunigung [m/s^2]
i	Übersetzung [-]
l	Radstand [m]
M	Drehmoment [Nm]
ω	Winkelgeschwindigkeit [rad/s]
n	Drehzahl [1/min]
η	Wirkungsgrad [%]
μ	Haftreibungskoeffizient [-]
P	Leistung, mechanisch oder elektrisch [kW]
$SP_{x,y}$	Schwerpunkt in x- oder y-Richtung des Fahrzeugs [m]
t	Zeit [s]
U	Spannung [V]
v	Geschwindigkeit [km/h]

Wenn nicht anders angegeben, werden die Werte der oben genannten Formelzeichen in den angegebenen Einheiten dargestellt.

In dieser Arbeit werden aufgrund der Durchgängigkeit und der Konsistenz mit englischen Programmen alle Dezimalkommas als Dezimalpunkte geschrieben.

Verwendete Abkürzungen

Die Einträge sind alphabetisch sortiert:

AB	<u>A</u> ufgeladener <u>B</u> ereich im Instationärbetrieb des Verbrennungsmotors
Abk.	<u>A</u> bkopplung (EM)
ABS	<u>A</u> nti- <u>B</u> lockier- <u>S</u> ystem
AT	<u>A</u> utomatic- <u>T</u> ransmission (Automatik-Getriebe)
ATL	<u>A</u> bgas <u>t</u> urbo <u>l</u> ader
AWD	<u>A</u> ll- <u>W</u> heel- <u>D</u> rive (Allradantrieb)
B100	<u>B</u> eschleunigung 0 – <u>100</u> km/h
B200	<u>B</u> eschleunigung 0 – <u>200</u> km/h
BMS	<u>B</u> atterie <u>M</u> anagement <u>S</u> ystem
DF	<u>D</u> rehzahl- <u>F</u> ehler
Diff	<u>D</u> ifferenz
DKG	<u>D</u> oppel <u>k</u> upplungs <u>g</u> etriebe
E-DKG	<u>D</u> oppel <u>k</u> upplungs <u>g</u> etriebe mit integrierter <u>E</u> -Maschine
E-Fahren	<u>E</u> lektrisches <u>F</u> ahren
EG	<u>E</u> igenlenk <u>g</u> radient
EM	<u>E</u> lektromotor(en); <u>E</u> - <u>M</u> aschine(n)
EM _{Boost}	Abgabe des <u>E</u> - <u>M</u> aschinen-Drehmoments unter der Volllastkennlinie des Verbrennungsmotors
EM _{Overboost}	Abgabe des <u>E</u> - <u>M</u> aschinen-Drehmoments über der Volllastkennlinie des Verbrennungsmotors
E-Modus	Rein elektrisches Fahren oder Rekuperation mit VM aus
GÖP	<u>G</u> etriebe <u>ö</u> lpumpe
HA	<u>H</u> inter <u>a</u> chse
HAG	<u>H</u> inter <u>a</u> chs <u>g</u> etriebe
HEV	<u>H</u> ybrid <u>E</u> lectric <u>V</u> ehicle (Hybrid ohne externe Lademöglichkeit)
HHR	<u>H</u> ocken <u>h</u> eim <u>r</u> ing
HV	<u>H</u> och- <u>V</u> olt (Spannungen über 60V)
K0	Trenn <u>k</u> upplung zwischen Verbrennungsmotor und E-Maschine im Konzept P2

Verwendete Abkürzungen

L	<u>L</u> inks
LB	<u>L</u> amellen <u>b</u> remse
LPAn	<u>L</u> ast <u>p</u> unkt <u>a</u> nhebung des VM
LPV	<u>L</u> ast <u>p</u> unkt <u>v</u> erschiebung des VM
Max	<u>M</u> aximal
M _{Diff}	Dreh <u>m</u> oment- <u>D</u> ifferenz
MSA	<u>M</u> otor- <u>S</u> tart- <u>S</u> topp- <u>A</u> utomatik
NBR	<u>N</u> ür <u>b</u> ur <u>g</u> ring Nordschleife
NEFZ	<u>N</u> eu <u>e</u> r <u>E</u> uropäischer <u>F</u> ahr <u>z</u> yklus
PHEV	<u>P</u> lug-In <u>H</u> ybrid <u>E</u> lectric <u>V</u> ehicle (Hybrid mit externer Lademöglichkeit)
PSM	<u>P</u> ermanent erregte <u>S</u> ynchron <u>m</u> aschine
PT-1, PT-2	Übertragungsglied in der Regelungstechnik mit <u>p</u> roportionalem Übertragungsverhalten und Verzögerung <u>1</u> , oder <u>2</u> . Ordnung
QMV	<u>Q</u> uer- <u>M</u> omenten- <u>V</u> erteilung
QMVH	<u>Q</u> uer- <u>M</u> omenten- <u>V</u> erteilung an der <u>H</u> interachse (Modulbezeichnung)
R	<u>R</u> echts
Rel	<u>R</u> elativ
RWD	<u>R</u> ear- <u>W</u> heel- <u>D</u> rive (Heckantrieb)
SB	<u>S</u> augmotorischer <u>B</u> ereich im Instationärbetrieb des Verbrennungsmotors
SMK	<u>S</u> chwung <u>m</u> assen <u>k</u> lasse
SoC	Ladezustand des elektrischen Speichers, <u>S</u> tate <u>o</u> f <u>C</u> harge
SP _{x,y}	Lage des <u>S</u> chwer <u>p</u> unkts in <u>x</u> -, <u>y</u> -Richtung des Fahrzeugs
SUV	<u>S</u> ports <u>U</u> tility <u>V</u> ehicle
TG	<u>T</u> eil <u>g</u> etriebe des Doppelkupplungsgetriebes
TTR	Leistungsfluss „ <u>T</u> rough <u>T</u> he <u>R</u> oad“ (über die Straße)
TV	<u>T</u> orque <u>V</u> ectoring
VA	<u>V</u> order <u>a</u> chse
VAG	<u>V</u> order <u>a</u> chs <u>g</u> etriebe
VG	<u>V</u> erteiler <u>g</u> etriebe
VM	<u>V</u> erbrennungs <u>m</u> otor

Verwendete Abkürzungen

VM_{Boost}	Drehmomentabgabe des <u>V</u> erbrennungsmotors unter dessen Volllastlinie
$VM_{\text{Overboost}}$	Drehmomentabgabe des <u>V</u> erbrennungsmotors über dessen Volllastlinie
v_{max}	<u>M</u> aximalgeschwindigkeit
z	Anzahl <u>Z</u> ähne eines Zahnrads

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1-1: CO ₂ -Flottenemission im NEFZ, normiert auf 2007	1
Abbildung 1-2: Aufbau/Struktur der Arbeit	4
Abbildung 2-1: Qualitative Darstellung der Zielparameter des Sportwagenhybrid.....	7
Abbildung 2-2: Definition Instationärverhalten anhand quantitativer Parameter	10
Abbildung 2-3: Differenzkennfeld Wirkungsgrade EM 100 kW und zwei EM 50 kW.....	12
Abbildung 2-4: Klassifizierung von Betriebsstrategien	14
Abbildung 2-5: Systeme zur aktiven Quermomentenverteilung an der HA.....	17
Abbildung 2-6: Bereiche/Systemgrenzen der Quermomentenverteilung.....	18
Abbildung 2-7: Überlagerungsdifferential nach Mimura	19
Abbildung 2-8: Einteilung Hybridantrieb nach Hybridisierungsgrad (vgl. [Albin Rajasingham, 2006])	21
Abbildung 2-9: Einteilung Hybridantrieb nach Antriebstopologie (vgl. [Kirchner, 2007])	21
Abbildung 2-10: Hybridkonzepte mit EM vor Getriebe und an den Achsen	23
Abbildung 2-11: Getriebeinterne Hybridisierung am Beispiel DKG	28
Abbildung 2-12: Status Teilgetriebe im DKG	28
Abbildung 2-13: Masse und SP _x Hybridkonzepte und konventionelles Fahrzeug.....	29
Abbildung 3-1: Dymola: Oberste Ebene des Gesamtfahrzeugmodells der BMW AG.....	32
Abbildung 3-2: Modellbildung An-, Abkoppeln und Synchronisierung der Kupplung	33
Abbildung 3-3: Verlustberechnung Getriebe P2.5.....	34
Abbildung 3-4: Vergleich Drehmomentverlauf mit/ohne konstanter Drehzahl (vgl. [Leppert, 2011])	36
Abbildung 3-5: Berechnung des Drehmomentverlaufs im Instationärbetrieb.....	37
Abbildung 3-6: Berechnung Rundenzeit	39
Abbildung 3-7: Modellbildung Querdynamik und Wankabstützung [Ender, 2006]	40
Abbildung 3-8: Vergleich der Systemverluste zur Quermomentenverteilung.....	41
Abbildung 3-9: Berechnung Verlustleistung QMVH	41

Abbildung 4-1: Validierung Modellbildung Verbrauch	44
Abbildung 4-2: CO ₂ -Emission der Hybridkonzepte P2 und P3/1 (2-Gang)	46
Abbildung 4-3: Einfluss EM-Anbindung und -Position auf CO ₂ -Emissionen	47
Abbildung 4-4: CO ₂ -Emission der Hybridkonzepte P3/1 und P4	48
Abbildung 4-5: Verbrauchsoptimale Gangwahl der EM beim P2.5.....	50
Abbildung 4-6: Gangverlauf P2.5 100 kW im NEFZ.....	52
Abbildung 4-7: Verlustleistungen P2.5 100 kW und P3 100 kW im NEFZ.....	52
Abbildung 4-8: CO ₂ -Emission der Hybridkonzepte P3/1 und P2.5	53
Abbildung 4-9: Vergleich der Hybridkonzepte nach CO ₂ -Emission	54
Abbildung 4-10: Validierung Beschleunigung und verbleibende Abweichung	57
Abbildung 4-11: Potential Beschleunigung Hybridkonzept P2	58
Abbildung 4-12: Zugkraft der Hybridkonzepte P2 und P3 mit EM 65 kW	59
Abbildung 4-13: Beschleunigungspotential Hybridkonzept P3 und P4.....	60
Abbildung 4-14: Leistungsoptimale Gangwahl der EM des P2.5.....	61
Abbildung 4-15: Beschleunigung Hybridkonzept P2.5 mit DKG	62
Abbildung 4-16: Zeit bis Volllast in Abhängigkeit des VM-Betriebspunkts (vgl. [Leppert, 2011])	64
Abbildung 4-17: Drehmomentverlauf der Validierung mit Fahrprofil A1.....	66
Abbildung 4-18: Drehmomentanforderung an EM im Instationärbetrieb des VM.....	67
Abbildung 4-19: Leistungsanforderung an EM im Instationärbetrieb des VM.....	68
Abbildung 4-20: EM-Leistungen der Hybridkonzepte P2 und P3/1, 65 kW.....	70
Abbildung 4-21: Instationärverhalten der Hybridkonzepte P2 und P3/1, 65 kW.....	70
Abbildung 4-22: Instationärverhalten des Hybridkonzepts P3/1, 2-Gang	71
Abbildung 4-23: Anbindungen der EM beim Hybridkonzept P3/1 100 kW, A1	72
Abbildung 4-24: Anbindungen der EM beim Hybridkonzept P3/1 100 kW.....	72
Abbildung 4-25: Energiekompensation durch VM _{Overboost} bei A1.....	73
Abbildung 4-26: Kompensation des EM _{Boost} im Instationärbetrieb durch VM _{Overboost}	74
Abbildung 5-1: Längs- und Querverteilung der Antriebsmomente.....	76

Abbildung 5-2: Vergleich der Leistungsflüsse bei der Quermomentenverteilung	79
Abbildung 5-3: Anforderungen der QMV (M_{Diff} und P_{Diff}) auf dem NBR	81
Abbildung 5-4: M_{Diff} in Abhängigkeit der EM-Anbindung (EM im Overloadbetrieb)	82
Abbildung 5-5: Zeitanteile Zustände Antriebsstrang der QMV am NBR	83
Abbildung 5-6: Differenzmoment M_{Diff} der QMVH und des P3/2 100 kW	85
Abbildung 5-7: M_{Diff} des P3/2 100 kW mit/ohne resultierendem Moment M_{Res}	86
Abbildung 5-8: Dynamikvergleich der Aktuatoren zur Quermomentenverteilung	87
Abbildung 5-9: Verlustleistungen beim TV mit P3/2 und QMVH auf dem NBR	88
Abbildung 5-10: Geometrische Grundlagen Quermomentenverteilung HA und VA	89
Abbildung 5-11: Vergleich Giermomente um SP (M_{SPz}) an VA und HA normiert	91
Abbildung 6-1: Vorgehen/Struktur Rundstreckenberechnung	96
Abbildung 6-2: Maximale Beschleunigungspotentiale durch Kraftschluss der Reifen	98
Abbildung 6-3: Leistungsklassen Rekuperation an VA und HA, vgl. [Ransberger, 2011]	100
Abbildung 6-4: Rekuperationspotential von VA/HA unterschiedlicher Konfigurationen	101
Abbildung 6-5: Möglichkeiten Begrenzung $EM_{\text{Overboost}}$	105
Abbildung 6-6: Beschreibung Boost-Strategie an qualitativer Beschleunigung	105
Abbildung 6-7: Ausschnitt aus Berechnung NBR, vgl. [Ransberger, 2011]	108
Abbildung 6-8: Lade- und Entladeenergien der Hybridkonzepte mit EM 65 kW	109
Abbildung 6-9: Potential Rundenzeit mit der EM 65 kW	110
Abbildung 6-10: Variation der EM-Konfiguration und der EM-Anbindung	111
Abbildung 6-11: Geschwindigkeitsverlauf NBR mit EM 100 kW und Abk. 200 km/h	112
Abbildung 6-12: Vergleich der Hybridkonzepte P3/1 und P4/1 mit der EM 100 kW	113
Abbildung 6-13: Relative mittlere Leistung des VM (EM 100 kW)	114
Abbildung 6-14: Mittlere elektrische Leistung des E-Speichers mit EM 100 kW	115
Abbildung 7-1: Ergebnismatrix Sportwagenhybrid: Quantifizierbare Zielparameter	118
Abbildung 7-2: Ermittlung des optimalen Sportwagenhybrids	120

1 Ziele und Aufbau der Arbeit

1.1 Motivation

Umweltbelastungen, die aus der Verbrennung fossiler Ressourcen resultieren, steigende Kraftstoffkosten sowie die Erschöpfung dieser Energien üben einen steigenden Druck auf die Automobilhersteller aus. Gerade Sportwagen mit einer vergleichsweise leistungsstarken Motorisierung unterliegen nicht mehr einer uneingeschränkten Zustimmung der Bevölkerung. So wird es umso wichtiger werden, den Kraftstoffverbrauch in diesem Segment deutlich zu reduzieren, um die soziale Akzeptanz zu gewährleisten.

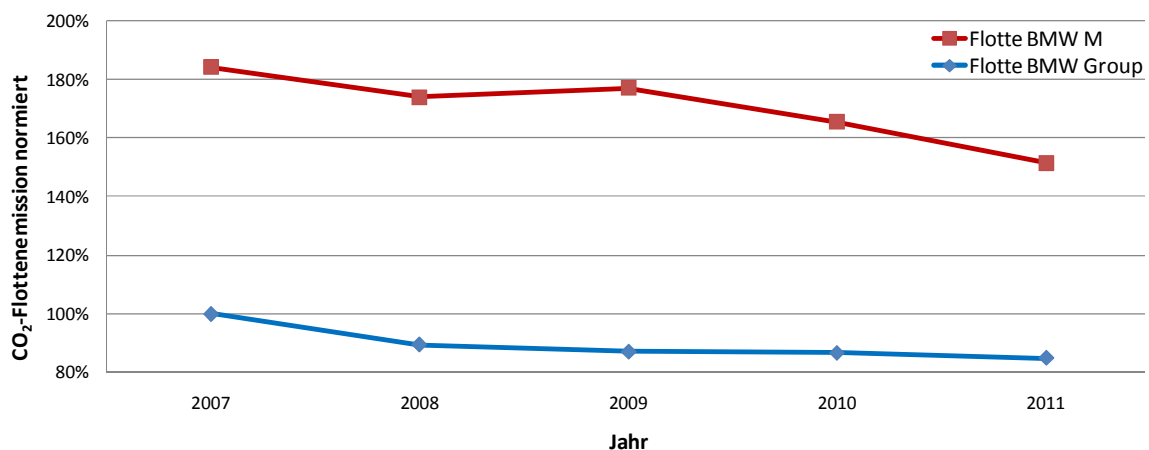


Abbildung 1-1: CO₂-Flottenemission im NEFZ, normiert auf 2007¹

Abbildung 1-1 zeigt die Flottenemission (im neuen europäischen Fahrzyklus: NEFZ) der BMW Group und entkoppelt dazu jene der BMW M GmbH (ohne elektrifizierte Fahrzeuge). Der Beitrag dieser Arbeit soll sein, die CO₂-Emission der Sportwagenflotte in den kommenden Jahren weiter an die stetig fallende Flottenemission der BMW Group anzunähern. Mit dem Ziel, die gesetzlich manifestierten Flottenziele zu erreichen, die im Jahr 2012 bei 130 g/km² und im Jahr 2020 bei 95 g/km³ liegen werden [EU Parlament, 2008] müssen weitere Potentiale bei der Verbrauchsreduktion erschlossen werden.

¹ Auf Basis Datenmaterial vgl. [Jung, 2011]

² Dieser Wert ist für das mittlere Flottengewicht (EU 27) von 1372 kg gültig. Auf dieser Basis wird ein spezifischer masseabhängiger Flottengrenzwert für den jeweiligen Hersteller errechnet.

³ Der Flottenzielwert für das Jahr 2020 wird derzeit (07/2012) noch als Vorschlag diskutiert (noch kein gesetzmäßiger Beschluss in Kraft).

Bei der Wahl der Antriebsform können in Zukunft nicht nur die CO₂-Emissionen eine entscheidende Rolle spielen sondern auch Szenarien wie z. B. Einfahrverbote, Sondergebühren oder der Ausschluss aus Parkplätzen und Stadtteilen für nicht emissionsfrei⁴ fahrende Fahrzeuge. Das Hybridfahrzeug kann mit entsprechender elektrischer Reichweite diese Ziele erfüllen.

Neben den oben genannten ökologischen und gesetzlichen Aspekten bietet die Hybridisierung weitere wichtige Potentiale bezüglich der dynamischen Fahreigenschaften, welche bei Sportwagen eine sehr große Rolle spielen. So können durch die unterschiedlichen Leistungscharakteristiken des Verbrennungsmotors und der E-Maschine sportwagentypische Eigenschaften wie z. B. eine präzise Fahrbarkeit erreicht werden. Das Erleben der Elektrifizierung und fahrdynamische Aspekte können mit den ökologischen Vorteilen zu einem Mehrwert für den Kunden im Bereich der Sportwagen führen. Diese ökologischen und fahrdynamischen Eigenschaften sollen mit Hilfe dieser Arbeit optimal kombiniert werden.

1.2 Ziele der Arbeit

Um die oben genannten Attribute der ökologischen und fahrdynamischen Eigenschaften im Laufe der Arbeit in einem Sportwagen zu vereinen, werden diese Attribute in folgende Zielgrößen aufgeteilt:

Gesetzliche/ökologische Eigenschaft (vgl. [EU Parlament, 2008])

- Reduktion CO₂-Emission

Fahrdynamische Eigenschaften (vgl. [Röhrl, 2010], [Neußer, 2002])

- Verbesserung Beschleunigung → Längsdynamik
- Verbesserung Instationärverhalten → Längsdynamik
- Verbesserung Agilität/Stabilität → Querdynamik
- Verringerung Rundstreckenzeit → Längs- und Querdynamik

Die zentrale Fragestellung, die in der vorliegenden Arbeit beantwortet werden soll, lautet:

„Welche Verbrauchseinsparung kann erreicht werden, wenn die fahrdynamischen Eigenschaften des Hybridfahrzeugs im Vergleich zum konventionellen Fahrzeug gleich bleiben oder in speziellen Ausprägungen durch die Hybridisierung verbessert werden.“

⁴ CO₂-Emissionen durch die Erzeugung und den Transport der elektrischen Energie sind hier nicht berücksichtigt.

Dabei steht die Erfüllung der Zielsetzungen unter der Prämisse der Reproduzierbarkeit. Das bedeutet, dass das Fahrzeug auf Fahrerwünsche immer gleich und daher vorhersehbar reagiert.

Das Ziel dieser Arbeit ist zunächst die Ermittlung der optimalen Hybridtopologie. Anschließend werden darauf aufbauend die ideale E-Maschinen-Positionierung (Hybridkonzept) und die bestmögliche Konfiguration der elektrischen Komponenten unter Berücksichtigung der genannten Zielgrößen ermittelt. Die installierte elektrische Leistung und die gespeicherte Energiemenge haben sowohl Einfluss auf die CO₂-Emissionen als auch auf die fahrdynamischen Eigenschaften des Fahrzeugs. Hierbei spielt das steigende Gewicht der E-Komponenten bei Erhöhung der Leistung und der Energiemenge eine wesentliche Rolle. Ferner haben auch die Topologien und die Positionen der Antriebskomponenten bei den Hybridfahrzeugen durch unterschiedliche Wirkungsgradketten, Gewichte und Gewichtsverteilungen im Antriebsstrang Auswirkungen auf die Größe und Erfüllung der Zielparameter. Die Aufgabe besteht in der umfassenden Berechnung der minimal erforderlichen elektrischen Leistung und Energie, um die nachteiligen Massenzunahmen (wirkt sich auf alle Eigenschaften negativ aus) für eine vollständige Zielerreichung möglichst gering zu halten.

Der Hybridsportwagen soll sowohl niedrige Emissionen als auch fahrdynamische Eigenschaften vereinen. Den Untersuchungen liegt als Basisfahrzeug ein konventioneller Sportwagen mit Heckantrieb, Frontmotor und Automatikgetriebe (nachfolgend „Standardantrieb“ genannt) zu Grunde. Abweichungen davon sind im Verlauf der Arbeit angegeben.

1.3 Aufbau der Arbeit

Um aus den oben genannten Zielen der Arbeit den optimalen Sportwagenhybrid zu ermitteln ist in *Abbildung 1-2* der Aufbau und die Struktur der Arbeit gegliedert.

In der Einführung werden zunächst die Eigenschaften des Sportwagens und die exakte Zielsetzung für die Hybridisierung definiert (*Kapitel 2.1*). Nach der Ermittlung des Standes der Technik und der Auswahl der Konfiguration des E-Systems in *Kapitel 2.2* wird die geeignete Hybridtopologie für einen Sportwagenhybrid hergeleitet und darauf aufbauend eine Auswahl möglicher Positionierungen der E-Maschine (Hybridkonzepte) getroffen (*Kap. 2.3*). *Kapitel 3* beinhaltet die Auswahl der geeigneten Methodik und die Modellbildung. Für eine vollständige Bewertung der definierten Zielgrößen sind im Wesentlichen zwei Simulationsumgebungen notwendig (eine für die CO₂-Emission und Längsdynamik und eine für die Rundstrecke).

Durch die Variation der Hybridkonzepte und der Konfiguration des elektrischen Systems im Hauptteil können die unterschiedlichen Hybridfahrzeuge unter Bewertung der Zielgrößen miteinander verglichen werden. Die Evaluierung des Verbrauchs, der Beschleunigung und des Instationärverhaltens erfolgt zu Beginn im *Kapitel 4*. Anschließend wird das Querdynamikpotential durch Einzelrad-Aktuatorik (Torque-Vectoring) ermittelt, das einen wesentlichen Mehrwert eines Hybridfahrzeugs in Bezug auf die Steigerung der Fahrdynamik generieren kann (*Kapitel 5*). Als höchster dynamischer Anspruch des Gesamtfahrzeugs wird in *Kapitel 6* das Potential der Rundstreckenzeiten des Hybridfahrzeugs bewertet.

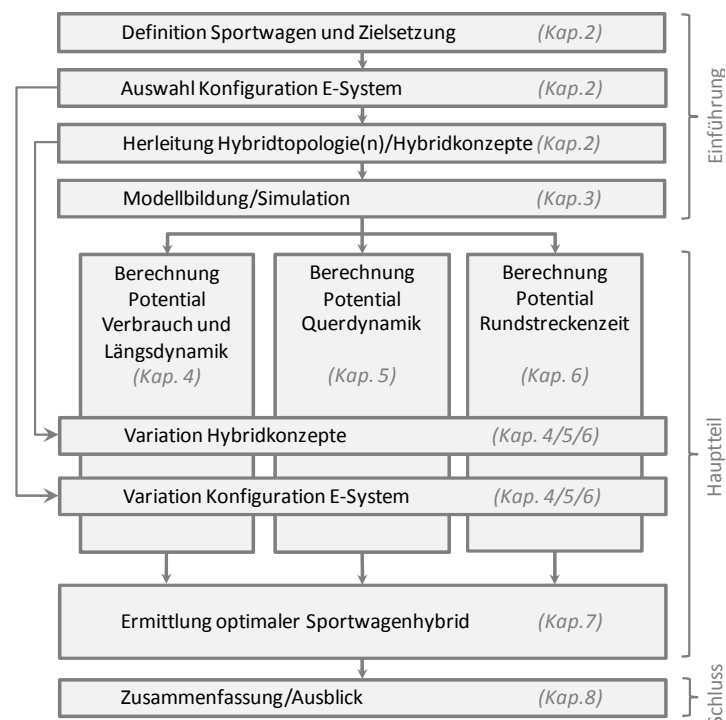


Abbildung 1-2: Aufbau/Struktur der Arbeit

Mit Hilfe dieser Gesamtfahrzeugsimulationen ist es nun möglich, die unterschiedlichen Hybridkonzepte und Konfigurationen nach den Anforderungen/Zielen zu klassifizieren. Im letzten Abschnitt des Hauptteils (*Kapitel 7*) dient eine Bewertungs-/Ergebnismatrix der abschließenden Gewichtung der Zielgrößen untereinander, wodurch sich das Gesamtergebnis bestimmen lässt. Das bedeutet, dass hier der optimale Sportwagenhybrid für den Standardantrieb ermittelt wird. Dabei ist offen, ob es eine oder mehrere Lösungen gibt. *Kapitel 8* fasst die Erkenntnisse der Arbeit zusammen und gibt einen Ausblick auf neue Forschungsfragen.

2 Definition Sportwagen und Stand der Technik

In folgendem Kapitel erfolgen die Definition der Ziele eines Sportwagenhybrid, die Betrachtung des Stands der Technik und die Herleitung einer zielführenden Hybridtopologie mit verschiedenen EM-Positionen (Hybridkonzepte).

2.1 Zielsetzung Sportwagenhybrid

Die exakte Definition eines Sportwagens gibt es nicht, da es keine festgelegten Kriterien oder Parameter gibt, die ein Fahrzeug zu einem Sportwagen machen [Prokesch, 1980]. So wird der Name Sportwagen bei den verschiedenen Automobilherstellern, je nach Philosophie der Firma, für teilweise unterschiedlich „starke“ Fahrzeuge (Rundenzeit, Antriebsleistung, Querschleunigung etc.) vergeben.

In dieser Arbeit werden deshalb Eigenschaften festgelegt, die einen Sportwagen auszeichnen und mit denen sich dieser somit von normalen/sportlichen Fahrzeugen abgrenzt. Dabei werden nur Eigenschaften betrachtet, die durch den Antriebsstrang und die Hybridisierung beeinflussbar sind.

2.1.1 Allgemeine Eigenschaften Sportwagen

Die zu untersuchenden Eigenschaften eines Sportwagens sind einerseits der Kategorie der ökologischen Umweltverträglichkeit und andererseits der Fahrdynamik (Längs- und Querdynamik) zuzuordnen.

Umweltverträglichkeit

Für den Erhalt der sozialen Akzeptanz der Sportwagen müssen diese die gesetzlichen Anforderungen erfüllen und möglichst niedrige Emissionen und Verbrauchswerte aufweisen (*siehe Kap. 1.1*).

Fahrdynamik

Nicht die „schiere Kraft, sondern überragende Fahrleistungen“ [Neußer, 2002], die aus hohen Längs- und Querdynamik-Kennwerten resultieren, sind in der Fahrdynamik ausschlaggebend. So ist für eine hohe Dynamik bei niedrigeren Geschwindigkeiten eine große Agilität des Fahrzeugs gefordert, wohingegen im höheren Geschwindigkeitsbereich eine gute Stabili-

tät zielführend ist. Diese Eigenschaften sind in der Fahrzeugauslegung zwei konträre Kriterien.

Der Sportwagen muss die Fahrerwünsche (z. B. Fahrpedal) direkt und präzise umsetzen („Autofahren beginnt für mich dort, wo ich den Wagen mit dem Gaspedal statt dem Lenkrad steuere“) [Röhl, 2010]. Umgekehrt ist es nötig, dass das Fahrzeug dem Fahrer eine klare, direkte und präzise Rückmeldung über den Fahrzustand des Fahrzeugs gibt [Röhl, 2010].

Der Fahrer muss sich auf das Fahrzeug adaptieren können, d. h., das Fahrzeug reagiert immer gleich, wodurch die Reaktionen des Sportwagens reproduzierbar sind [Metko, 2010]. Somit kann der Fahrer das Vertrauen zu dem Fahrzeug besser erlangen und das Fahrzeug dadurch leichter und weiter an die physikalischen Grenzen bewegen.

Die ideale Harmonie der Eigenschaften des Antriebs führt dann zu einem überzeugenden Sportwagen [Neußer, 2002]. Die Ziele bei der Hybridisierung sind in dieser Arbeit die Verbesserung der Umweltverträglichkeit und gleichzeitig die Steigerung der genannten fahrdynamischen Eigenschaften.

2.1.2 Quantifizierbare Zielparameter Sporthybrid

Die oben genannten Attribute der Umweltverträglichkeit und der fahrdynamischen Eigenschaften werden im Folgenden zu den Zielparametern zusammengefasst.

Fahrzeugeigenschaften, wie die direkte und präzise Umsetzung der Fahrerwünsche mit der exakten Rückmeldung des Fahrzustands des Antriebsstrangs sind für einen Sportwagen mit ausschlaggebend (s. *Kapitel 2.1.1*) und werden deshalb im Rahmen des Zielparameters Instationärverhalten untersucht. Die Reproduzierbarkeit des Fahrverhaltens ist für ein Hybridfahrzeug eine besondere Herausforderung und wird aus diesem Grund in *Kapitel 2.1.3* erläutert und im Laufe der Arbeit in allen Zielparametern berücksichtigt.

Die *Abbildung 2-1* zeigt die qualitative Darstellung der Zielparameter des Hybridfahrzeugs im Vergleich zum konventionellen Fahrzeug. Die Bewertung resultiert aus einer internen Expertenbefragung bei BMW M.

Die CO₂-Emission soll in Bezug zum konventionellen Fahrzeug maximal verringert werden, wodurch sich das übergeordnete Ziel des Sporthybrids ableiten lässt – das Erreichen der maximalen Fahrdynamik bei minimaler CO₂-Emission.

In der Längsdynamik liegt der Fokus auf der Verbesserung der Beschleunigungszeit von 0 – 100 km/h und 0 – 200 km/h. Dass diese Größen das wesentliche Potential der Längsdynamik beschreiben zeigt *Kapitel 4.2*. In dieser Arbeit wird davon ausgegangen, dass drei Be-

schleunigungen 0 – 200 km/h mit anschließenden maximalen Verzögerungen vorgehalten werden müssen. Einen weiteren Zielparameter stellt das Instationärverhalten des Antriebsstrangs dar. Der instationäre Betrieb ist gerade bei hoch aufgeladenen Turbomotoren als kritisch zu betrachten, da der Verbrennungsmotor (VM) bei einer Lastsprunganforderung lange benötigt, bis das stationäre Drehmoment erreicht ist. Diese Tatsache wirkt sich sehr negativ auf die für die Eigenschaften eines Sportwagens wichtige direkte und feinfühligke Umsetzung des Fahrerwunsches aus. Sowohl bei Lastsprüngen auf die VM-Volllast als auch bei leichten Anpassungen des Wunschmoments des Fahrers z. B. bei Kurvenfahrten auf der Rennstrecke, ist es das Ziel, die Dynamik des Saugmotors zu erreichen. Die exakte Zieldefinition zeigt *Kapitel 2.2.1.*

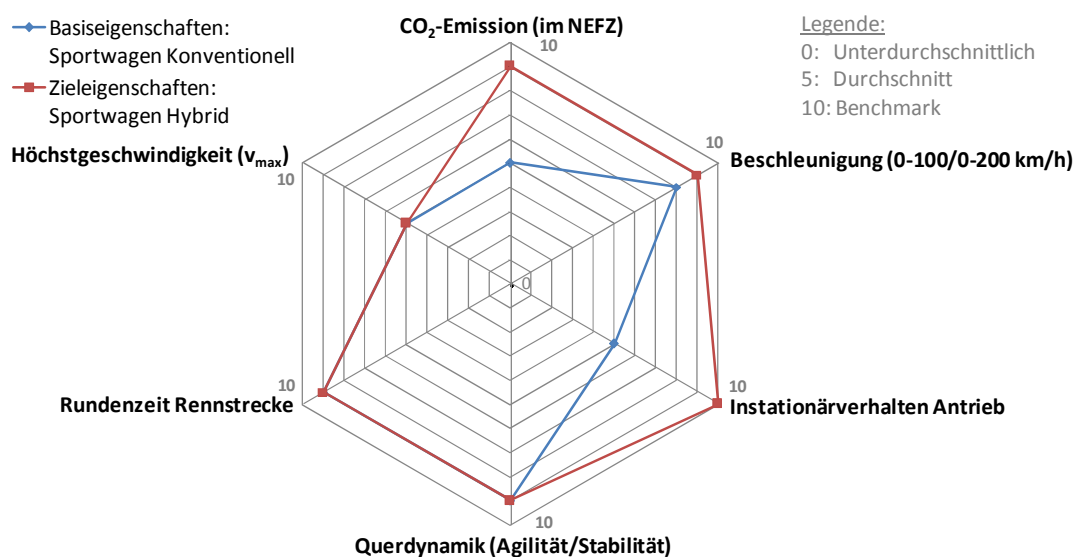


Abbildung 2-1: Qualitative Darstellung der Zielparameter des Sportwagenhybrid

Die Querdynamik wird durch die Steigerung der Masse des Hybridfahrzeugs negativ beeinflusst. Durch die Möglichkeit der Einzelradaktuatorik bei der Integration von zwei EM an den Achsen sollen die Potentiale für die Agilität und Stabilität im Vergleich zu einer konventionellen Quermomentenverteilung (QMV) der beiden Achsen bewertet werden. Durch die QMV sollen die Eigenschaften verbessert und Nachteile durch die Massenzunahme, wenn möglich, kompensiert werden. Das Ziel des Hybrid-Sportwagens ist die Verbesserung der Rundenzeit im Vergleich zum konventionellen Sportwagen. Bei den Berechnungen der Rundenzeiten ist die Höchstgeschwindigkeit nicht begrenzt, da ansonsten das gesamte Dynamik-Potential des Sportwagens nicht dargestellt werden kann. Weiter steht die Maximalgeschwindigkeit des Fahrzeugs nicht im Fokus und wird demnach nicht gesondert optimiert, da diese bei den meisten Sportwagen eine eher untergeordnete Rolle spielt (freiwillige Begrenzung der v_{\max} auf 250 km/h bei fast allen Automobilherstellern).

Aufgrund der Fokussierung auf die Fahrdynamik muss die Zunahme der Masse durch die E-Komponenten möglichst gering sein. Deshalb ist in dieser Arbeit keine elektrische Mindestreichweite gefordert, da diese die Masse erhöhen und somit das querdynamische Potential reduzieren würde. Folglich beschränken sich die nachfolgenden Berechnungen und Bewertungen auf ein Hybridfahrzeug, ohne Möglichkeit des externen Ladens (hybrid electric vehicle: HEV). Mit deutlich mehr Freiheitsgraden als ein konventionelles Fahrzeug ergeben sich beim Hybridfahrzeug neben den Zielparametern folgende zu berücksichtigende hybridspezifische Rahmenbedingungen.

2.1.3 Hybridspezifische Bedingungen bei der Erfüllung der Zielparameter

Die Eigenschaft des Sportwagens, reproduzierbar und somit immer gleich zu reagieren, ist für das Hybridfahrzeug eine besondere Herausforderung. Für eine reproduzierbare Darstellung der Fahrdynamik muss die Betriebsstrategie je nach Anforderungsfall für eine ausgeglichene Ladebilanz des E-Speichers sorgen. Gerade im Verbrauchszyklus und im Rennstreckenbetrieb ist es das Ziel, vor und nach der Fahraufgabe den gleichen Ladezustand (State of Charge: SoC) des E-Speichers zu erreichen. Unmittelbar nach der Verbesserung des Instationärverhaltens durch die EM ist es die Aufgabe der Betriebsstrategie, die entladene Energie wieder zu kompensieren.

Eine weitere Herausforderung ist die steigende Masse des E-Speichers mit der Erhöhung des Energieinhalts. Somit besteht die Aufgabe, den minimal erforderlichen nutzbaren Energieinhalt des E-Speichers zu berechnen. Zielparameter wie die Rundenzeit, die Beschleunigung oder auch die CO₂-Emission erfordern für die Erreichung des maximalen Potentials einen Mindestenergieinhalt des E-Speichers. Somit lässt sich eine Anforderung an den E-Speicher ableiten.

Beim Hybridfahrzeug kann die gegenüber dem konventionellen Fahrzeug erhöhte Anzahl an Freiheitsgraden gezielt genutzt werden, um über unterschiedliche Betriebsstrategien die Eigenschaften des Antriebsstrangs und somit das Fahrverhalten des Fahrzeugs manuell vom Fahrer adaptieren lassen. Hierbei ist es denkbar, mit unterschiedlichen Betriebsmodi zu arbeiten (z. B. verbrauchsoptimal, rein elektrisch, rundenzeitoptimal etc.). Die Möglichkeit, die Betriebsmodi und somit auch die Betriebsstrategie zu wechseln ist auch Voraussetzung für die Erfüllung aller Zielparameter. Ausschlaggebend dafür sind die unterschiedlich notwendigen Betriebsstrategien zur Erfüllung der zum Teil konkurrierenden Zielparameter (z. B. Betrieb verbrauchsoptimal und rundenzeitoptimal).

Diese oben genannten hybridspezifischen Bedingungen (Berücksichtigung des SoC und die Berechnung des erforderlichen Energieinhalts des E-Speichers), sowie die Voraussetzung,

den für den jeweiligen Zielparameter erforderlichen Betriebsmodus ausgewählt zu haben, sind im Laufe der Arbeit bei der Berechnung aller Zielparameter berücksichtigt.

2.2 Stand der Technik

In diesem Kapitel werden die Grundlagen des Instationärverhaltens des VM, die verwendeten elektrischen Komponenten und die Betriebsstrategien von Hybridfahrzeugen vorgestellt.

2.2.1 Instationärverhalten aufgeladener Verbrennungsmotoren

Die physikalischen Grundlagen und im Wesentlichen die Einflussparameter auf das Instationärverhalten aufgeladener VM sowie deren Auswirkungen auf den Drehmomentverlauf werden in [Leppert, 2011] beschrieben. Neben den Einflüssen der Startbetriebspunkte, der Abgastemperaturen, der effektiven Mitteldrücke und des Massenstroms durch den Abgasturbolader auf das Instationärverhalten des VM sind auch die Auswirkungen der Massenträgheiten zu beachten. Die Abhängigkeiten der Turbinenleistung von der Abgasenthalpie und dem Massenstrom zeigt [Basshuysen, 2007].

Definition Instationärverhalten

Abbildung 2-2 zeigt die Definition des Instationärbereichs des VM mit Abgasturbolader (ATL) für die quantitative Bewertung der Zielparameter. Die beiden betrachteten Kriterien sind:

- Relative Ansprechzeit Δt_{Boost}

$$\Delta t_{\text{Boost}} = \frac{t_4 - t_3}{t_4 - t_2} \quad \text{Gleichung 2-1}$$

- Relative Energie ΔE_{Boost}

$$\Delta E_{\text{Boost}} = \frac{\int_{t_0}^{t_4} M_{VM+EM} \omega(t) dt - \int_{t_0}^{t_4} M_{VM} \omega(t) dt}{\int_{t_0}^{t_4} M_{Ziel} \omega(t) dt - \int_{t_0}^{t_4} M_{VM} \omega(t) dt} \quad \text{Gleichung 2-2}$$

Die relative Energie ΔE_{Boost} hat dabei die größere Bedeutung, da sie direkt vom Fahrer spürbar und somit bewertbar ist. 0 % entspricht bei beiden Parametern dem Verhalten des aufgeladenen VM ohne EM und 100 % dem Zielverhalten des Saugmotors. Die Totzeit soll im Folgenden als konstant betrachtet werden.

Neben den beiden genannten Parametern spielt die Möglichkeit der Beeinflussung des Gradienten im Drehmomentverlauf eine wichtige Rolle. Die Drehmomentabgabe der EM stellt einen sehr guten Parameter für die positive Beeinflussung des Summendrehmoments aus

VM und EM dar und ist somit eine applikative Größe für einen „weichen“ Gradientenverlauf im Instationärbereich. Eine Optimierung in Hinblick auf weiche Gradientenübergänge ist jedoch nicht Inhalt dieser Arbeit, da hier der Fokus auf dem maximal möglichen Potential (Maximum von Δt_{Boost} und ΔE_{Boost}) liegt.

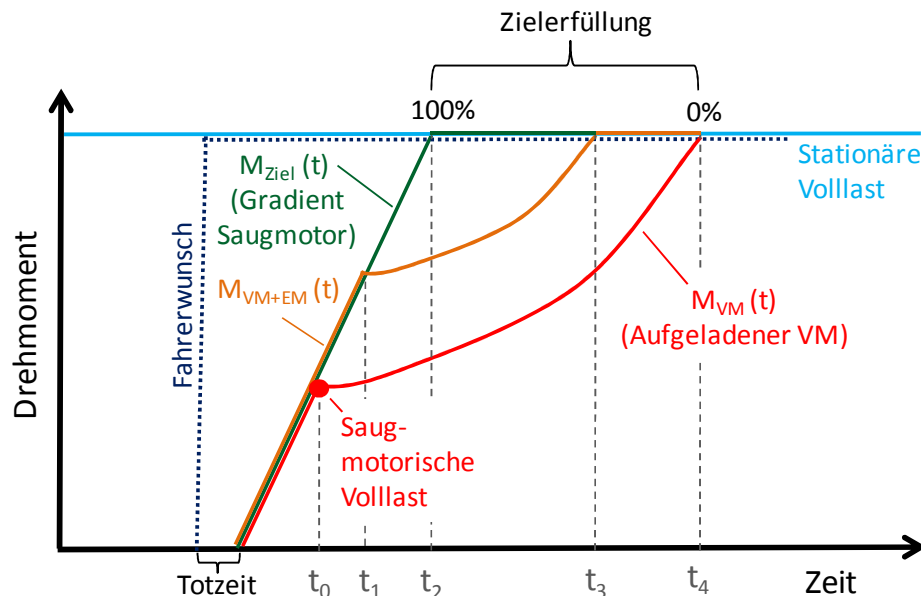


Abbildung 2-2: Definition Instationärverhalten anhand quantitativer Parameter

Das Ziel-Instationärverhalten eines Saugmotors stellt hierbei die höchsten Anforderungen und daher eine Grenzbetrachtung dar. Eine weitere Erhöhung des Gradienten über das Niveau des Saugmotors hinaus ist nicht sinnvoll, da dieser im Fahrzeug aus Komfort- und Bauteilschutzgründen gedämpft werden müsste.

2.2.2 Konfiguration E-System und Auswahl E-Komponenten

Die Leistungsfähigkeit des Hybrid-Sportwagens und damit die Erfüllung seiner Zielparameter hängen im Wesentlichen vom Hybridkonzept und der Konfiguration des E-Systems und damit von den einzelnen E-Komponenten ab. Diese haben einen direkten Einfluss auf die gesamte Antriebsleistung, die Masse des Fahrzeugs, die Achslastverteilung und die Reproduzierbarkeit des Fahrverhaltens.

Als Konfigurationen werden für das E-System drei Leistungsbereiche ausgewählt:

- 38 kW⁵
- 65 kW

⁵ Derzeit bewegen sich viele in Serie produzierte Vollhybrid-Fahrzeuge in diesem Leistungsbereich (z. B. BMW Active Hybrid, Porsche S Hybrid, Volkswagen TSI Hybrid).

- 100 kW

Die Leistungsangaben des E-Systems entsprechen der zeitlich begrenzten Maximalleistung im Overloadbereich (*s. folgender Absatz: E-Maschine*).

Für die Zielsetzung der Dynamiksteigerung und der Verbrauchsreduzierung des Sportwagens ist eine minimale Massenzunahme durch die Hybridkomponenten und somit der E-Komponenten unerlässlich. Diese Anforderung der minimalen Masse schränkt eine beliebige Erhöhung der elektrischen Leistung des Fahrzeugs ein, da diese direkt mit einer Steigerung des Gewichts korreliert. Je höher die Leistung/Energieinhalt des E-Systems, desto höher ist die Masse des E-Speichers (mehr Zellen erforderlich) und der EM (Steigerung der aktiven Länge und/oder des aktiven Durchmessers). Als Konsequenz daraus sind die Leistung und der Energieinhalt zur Erfüllung der Zielparameter so groß wie nötig zu wählen, ohne die Masse unnötig zu erhöhen (Minimalkonfiguration für Sportwagen). Dass eine höhere E-System-Leistung ($> 100 \text{ kW}$) nicht nötig ist, zeigen die Ergebnisse der Berechnungen in den nächsten Kapiteln.

Hier sollen nur die wesentlichen einflussnehmenden E-Komponenten betrachtet werden. Das sind die E-Maschine und der E-Speicher. Die restlichen benötigten Komponenten (z. B. Frequenzumrichter, evtl. Hochvoltverteiler etc.) unterliegen der Annahme, auf die geforderte Leistungsklasse dimensioniert zu sein.

E-Maschine

Die verwendeten EM sind vom Typ *permanente erregte Synchronmaschine* (Beschreibung PSM, siehe z. B. [Fuest & Döring, 2007]). Die PSM benötigt keine zusätzliche Energie für die Erzeugung des Magnetfelds am Rotor. Das führt zu sehr hohen Wirkungsgraden im Vergleich zu anderen EM [Petschnik, 2009] und zu einer hohen Leistungsdichte (geringer Bau-raumbedarf und geringe Masse). Die hohen möglichen Drehzahlen im Vergleich zur Gleichstrommaschine erhöhen die Leistungsdichte weiter. Die hohen Kosten aufgrund der Verwendung von „seltenen Erden“ bei den Dauermagneten und der hohe Steuerungsaufwand sollen hier nicht näher erörtert werden.

Falls nicht anders angegeben, beziehen sich alle Leistungsangaben auf die Maximalleistungen der EM (Overload). Die EM wird nach t_{Overload} von 5 s von der Overload- auf die Continuous-Leistung degradiert (Funktionsmodul steuert über Integrator $EM_{\text{Integrator}}$). Die Statoren der verwendeten EM sind wassergekühlt, die Wärme/Verlustleistung des Rotors muss ebenfalls über den Stator abgeführt werden (Wasserkühlung der Rotoren extrem aufwendig). Die Continuous-Leistung ist somit im Wesentlichen durch den Wärmestrom vom Rotor zum Stator begrenzt.

In den Zielsetzungen (s. Kap. 2.1.3) ist ein reproduzierbares Reaktionsverhalten des Fahrzeugs auf Fahrerbefehle gefordert. Aufgrund der Zulassung des zeitlich begrenzten Overloadbetriebs ist diese nicht vollständig darstellbar, jedoch aufgrund der zusätzlichen Leistungserhöhung zur Performancesteigerung (z.B. Längsdynamik, Rennstrecke) zielführend. Außerdem sind viele Anforderungen (z. B. Instationärverhalten, Eingriffe in die Querdynamik) zeitlich sehr eingeschränkt und meistens unterhalb von t_{Overload} . In diesen Anforderungsbereichen ist die Reproduzierbarkeit somit gegeben (s. Kap. 4.3.3 und 5.3.1).

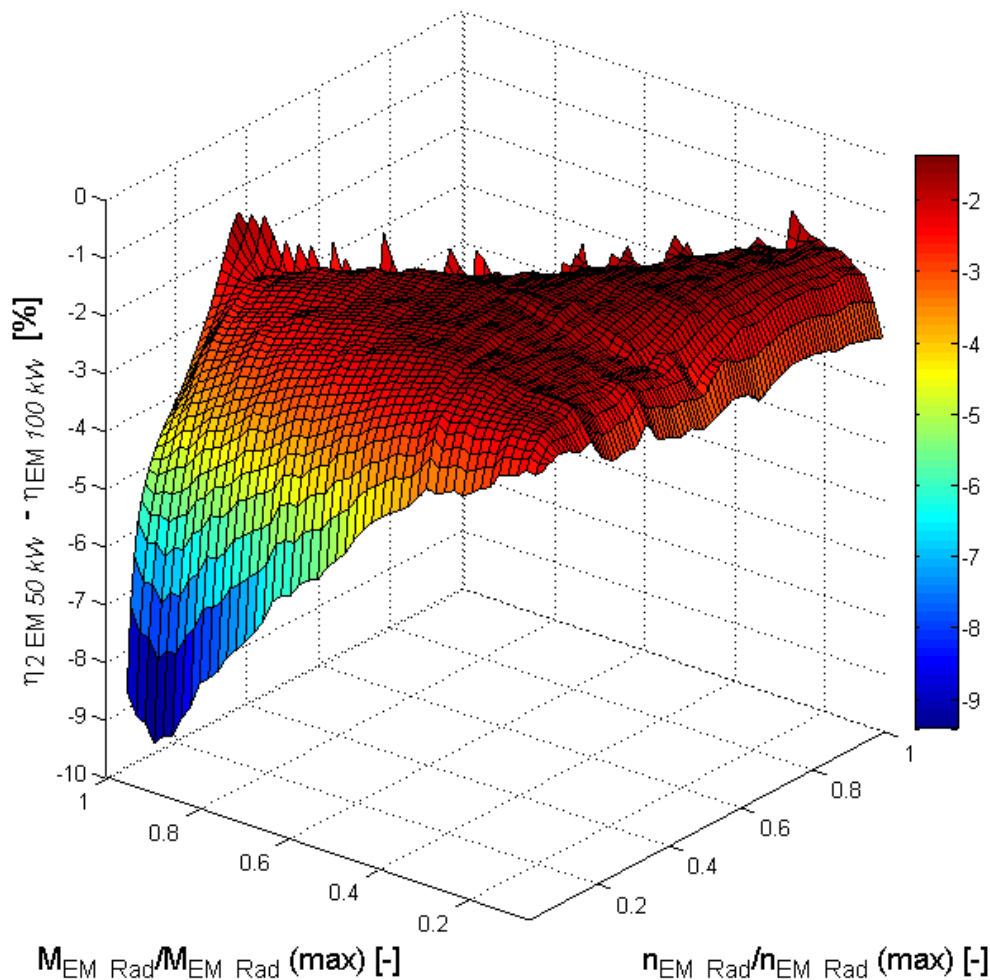


Abbildung 2-3: Differenzkennfeld Wirkungsgrade EM 100 kW und zwei EM 50 kW

Die verwendeten EM wurden für unterschiedliche Bauraum-Randbedingungen entwickelt und ausgelegt. So sind die EM 38 kW und 65 kW mit einem Verhältnis des aktiven Durchmessers zur aktiven Länge (D/L) von 4.9 und 3.9 verhältnismäßig kurz (Einbau zwischen VM und Getriebe). Die EM 100 kW und 50 kW (Auslegung/Berechnung [Thien eDrives, 2010] nach Leistungs- und Packagevorgabe) haben ein D/L von 1.2 und 1.1, da sie auf maximale Leistungsdichte und somit hohe Drehzahlen ausgelegt sind. Die Vergleiche der Hybridkonzepte und Konfigurationen in den folgenden Kapiteln sind so gestaltet, dass der Einfluss der jeweiligen EM dargestellt ist.

Die EM *100 kW* kann je nach Hybridkonzept durch zwei EM *50 kW* ersetzt werden. Dies hat neben dem Einfluss auf die Masse des Fahrzeugs (s. Kap. 2.3.2) Auswirkung auf die Verluste der EM. *Abbildung 2-3* zeigt die Differenz der Wirkungsgradkennfelder der EM *100 kW* im Vergleich zu zwei EM *50 kW*.

Folgende Faktoren spielen bei der Auslegung der EM eine Rolle und führen dazu, dass zwei EM *50 kW* einen niedrigeren Wirkungsgrad aufweisen als eine EM *100 kW* [Kinder, 2012]:

- Bei der EM *100 kW* ist die Lagerreibung (zwei anstatt vier Lager) und die relative Luftspaltgröße geringer.
- EM *100 kW* hat einen höheren Füllfaktor und dadurch geringere Kupferverluste
- EM *100 kW* lässt besseres Nutenzahl/Polzahlverhältnis zu
- Bei der EM *100 kW* ergibt sich eine höhere Gestaltungsfreiheit im Rotordesign und dadurch eine effizientere Gestaltung
- Durch die geringere Windungszahl kann die EM *50 kW* nicht optimal bzgl. Windungszahl ausgelegt werden, da sich bei der Auswahl der nächsthöheren bzw. nächstniedrigeren Windungszahl größere Sprünge ergeben

E-Speicher

Als Energiespeicher dienen Lithium-Ionen Batterien aus dem Bereich der elektrochemischen Speicher. Sie weisen bei einer ausreichend hohen Leistungsdichte die höchste Energiedichte im Vergleich zu den E-Speichern NiMH, NiCd und Pb auf (s. Ragone-Diagramm in [Brand, 2010]).

Die Doppelschichtkondensatoren (Elektrostatische Speicher) und Drehmassenspeicher (Mechanische Speicher) verfügen über eine Energiedichte im Bereich von 20 kJ/kg und liegen folglich um den Faktor von etwa 25 niedriger als Lithium-Ionen E-Speicher (ca. 500 kJ/kg) [Herzog, 2010]. Bei einem benötigten nutzbaren Energieinhalt von ca. 3000 kJ (s. nachfolgende Berechnungen) eines Hybrid-Sportwagens sind die elektrostatischen und mechanischen Energiespeicher zu schwer und der Bauraumbedarf zu hoch. In speziellen Anwendungen, wie z. B. im Motorsport können die beiden zuletzt genannten Speichermedien, je nach Reglement, durchaus einen ausreichenden Energieinhalt zur Verfügung stellen und damit in dieser Anwendung zielführend sein.

In den Berechnungen finden zwei unterschiedliche Leistungsklassen der E-Speicher Verwendung (*38 kW* und *100 kW*). Der E-Speicher *100 kW* wird dabei auch für das E-System mit 65 kW verwendet. Die Masse des E-Speichers *100 kW* ist trotz der 2.6-fachen Leistung lediglich um den Faktor 1.3 größer als der E-Speicher *38 kW*. Dies liegt zum Einen an der Peripherie im Speicheraufbau (Zellverbinder, Gehäuse, Batterie Management System (BMS))

etc.), der relativ zur Gesamtmasse des Speichers einen geringeren Anteil beschreibt. Zum Anderen besteht der E-Speicher 100 kW aus „Leistungszellen“, die durch ihren Aufbau eine höhere Leistungsdichte aufweisen als die des E-Speichers 38 kW („Energiezellen“). Die Energiedichte der „Leistungszellen“ des E-Speichers 100 kW ist dabei groß genug, so dass der Energieinhalt des E-Speichers ($> 3000\text{ kJ}$) für die Erfüllung der Zielsetzungen des Hybrid-Sportwagens ausreicht.

Die Kalkulationen beinhalten keine Leistungsdegradationen mit dem Ziel der Steigerung der Lebensdauer, da dies für die folgende Hybridkonzeptuntersuchung nicht zielführend ist. Das Ziel ist hier vielmehr, aus den resultierenden Belastungszyklen dieser Arbeit (Rennstrecke, Beschleunigung etc.) die exakten Anforderungen an die Auslegung der E-Komponenten abzuleiten.

Die Auswirkungen der einzelnen EM- und E-Speicher-Massen auf die Gesamtmasse des jeweiligen Hybridkonzepts siehe in *Kapitel 2.3.2*.

2.2.3 Betriebsstrategien hybrider Antriebe

Betriebsstrategien hybrider Fahrzeuge lassen sich in unterschiedlichen Kategorien klassifizieren (vgl. auch [Jentges, 2007]).

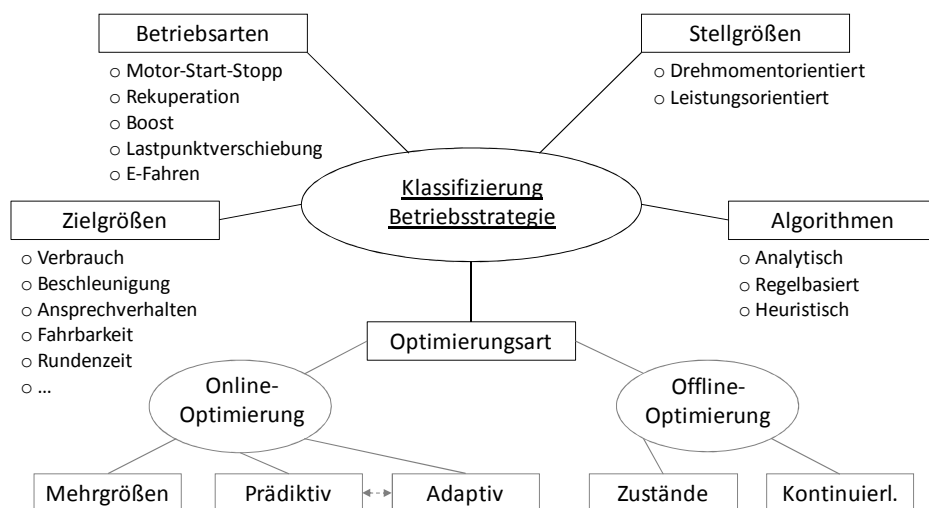


Abbildung 2-4: Klassifizierung von Betriebsstrategien

Zunächst ist die Definition der Art und Anzahl an Zielgrößen wichtig, nach denen die Betriebsstrategie die richtigen Betriebsarten selektiert. Als Zielgrößen gibt es viele Möglichkeiten, wobei der minimale Verbrauch, eine elektrische Beschleunigungsunterstützung und das Fahrverhalten zentrale und oft verwendete Optimierungsgrößen darstellen (z. B. in [Grundherr, 2008]). Durch die Freiheitsgrade der elektrischen Antriebseinheit steigen auch die darstellbaren Betriebsarten deutlich an. Die wesentlichen Verbrauchspotentiale des Hy-

bridfahrzeugs lassen sich durch die Motor-Start-Stopp-Automatik (MSA), die Rekuperation, die Lastpunktverschiebung (LPV) und das rein elektrische Fahren erreichen. Der „Boost“-Betrieb ist der essentielle Modus bei der Darstellung der Erlebbarkeit durch die Elektrifizierung, sowohl im Instationärbereich des VM („Boost“), als auch im Bereich über der VM-Volllast („Overboost“).

Betriebsstrategien unterscheiden sich weiter in ihren physikalischen Stellgrößen. Dabei lassen sich drehmoment- und leistungsorientierte Größen differenzieren. In aktuellen konventionellen Fahrzeugen regelt der Fahrer seinen Drehmomentwunsch am Getriebeeingang oder am Rad (Zugkraft). Auch beim Parallelhybrid finden diese Stellgrößen Verwendung⁶. Bei leistungsverzweigten Hybridantrieben ist es meist aufgrund der Koordination der Leistungsflüsse zwischen VM, Abtrieb und der EM zielführender, nach leistungsorientierten Stellgrößen zu regeln [Jentges, 2007].

Die Einteilung der Betriebsstrategien differenziert auch nach den verschiedenen Algorithmen. Der analytische Algorithmus basiert auf modell- und kennfeldbasierten Strukturen, welche zwischen diskreten Zuständen (z. B. EM-, VM-Betrieb) entscheiden. Gerade im Bereich der Fahrdynamikregelung, wie z. B. der Einstellung des optimalen Rekuperationsmoments während eines Bremsvorgangs [Graf, Wiesbeck & Lienkamp] und somit der Regelung von kontinuierlichen Übergängen, sind regelbasierte Algorithmen unerlässlich. Der heuristische Algorithmus kann aus neuronalen [Jörg, 2009] oder auch fuzzy-probabilistischen Netzen [Wilde, Schneider & Herzog] aufgebaut sein.

„Strategien, die im Fahrzeug in Echtzeit aus gegebenen Zustandsdaten den Komponenteneinsatz abstimmen, werden Online-Betriebsstrategien genannt“ [Stiegeler, 2008]. Die Online-Optimierung nach dem Mehrgrößen-Verfahren bewertet aktuelle Fahrzustände und priorisiert die jeweiligen Betriebspunkte für eine optimale Erreichung unterschiedlicher Zielgrößen. Informationen über zukünftige Streckenverläufe führen zu einem prädiktiven Energiemanagement, welches weitere Potentiale in der Online-Optimierung erschließt [Back, 2005]. Eine weitere Gruppe stellen die fahrertypabhängigen und adaptiven Strategien dar [Saroch, 2008], welche auch mit der vorher genannten prädiktiven Optimierung kombiniert werden können [Böckl, 2008], [Wilde, 2009].

2.2.4 Betriebsstrategie Verbrauch

Die Verbrauchsberechnungen in *Kapitel 4.1* erfolgen auf Basis der hier erläuterten Betriebsstrategie. Die folgende Beschreibung beruht auf der Einteilung von Betriebsstrategien hybri-

⁶ z. B. BMW 7er Active Hybrid, 2009; Porsche Cayenne Hybrid, 2010

der Fahrzeuge in *Kapitel 2.2.3*. Das Ziel dieser Basis-Betriebsstrategie ist die verbrauchsoptimale Steuerung/Regelung der E-Komponenten und des VM eines Hybridfahrzeugs durch die Wahl und den Betrieb der entsprechenden Hybridmodi.

Der effiziente Hybridantrieb erfordert folgende essentielle Betriebsarten eines Vollhybrids:

- MSA
- Rekuperation
- VM-Betrieb mit Lastpunktanhebung (LPAn)
- Elektrisches Fahren (E-Fahren)

Mit Hilfe der Rekuperation wird möglichst viel kinetische Energie in elektrische Energie umgewandelt. Ist der VM an, wird dieser mit einer größeren Leistung, als für den Fahrerwunsch benötigt, betrieben. Der generatorische Betrieb der EM lädt hierbei den E-Speicher zusätzlich auf. Diese Energie kann unter Berücksichtigung einer ausgeglichenen SoC-Bilanz für das E-Fahren verwendet werden. Die Strategie ist drehmomentbasiert und der Fahrerwunsch bezieht sich auf den Getriebeeingang, da sich die Basis-Betriebsstrategie auf das Hybridkonzept P2 bezieht und hierbei VM und EM am Getriebeeingang positioniert sind (s. *Kapitel 2.3.2*).

Die Steuerung/Regelung der Hybridmodi erfolgt auf der Basis von analytischen Algorithmen, die mit Hilfe von Kennfeldern und modellierten Reglern operieren. Die Betriebsstrategie wählt dabei aus, ob das Hybridfahrzeug im Modus E-Fahren oder im VM-Betrieb mit LPAn effizienter ist. Für beide Betriebsarten werden mit folgenden Gleichungen die erforderlichen äquivalenten chemischen Leistungen berechnet.

$$P_{Chem_E-Fahren} = \frac{P_{Eff_Getriebeeingang}}{\eta_{VM_rel} \cdot \eta_{E-Speicher}^2 \cdot \eta_{EM}^2} \quad \text{Gleichung 2-3}$$

Beim E-Fahren wird der Leistungswunsch des Fahrers durch die jeweiligen Komponentenwirkungsgrade dividiert. Da die Energie der LPV zunächst in den E-Speicher transferiert und anschließend wieder entladen werden muss, gehen die Wirkungsgrade der EM und des E-Speichers quadratisch ein. Bei der LPV wird der relative Wirkungsgrad des VM mit der *Gleichung 2-4* berechnet. Hierbei wird der Quotient nur durch die zusätzlich erforderlichen Leistungen der LPV berechnet.

$$\eta_{VM_rel} = \frac{\Delta P_{VM_eff}}{\Delta P_{VM_chem}} \quad \text{Gleichung 2-4}$$

Der reine VM-Betrieb kalkuliert die chemische Leistung in diesem Modus allein durch dessen Wirkungsgrad (s. auch [Brand, 2010]).

$$P_{Chem_VM-Betrieb} = \frac{P_{Eff\,Getriebeeingang}}{\eta_{VM\,eff}}$$

Gleichung 2-5

Der betriebsstrategische Vergleich dieser beiden berechneten chemischen Leistungen resultiert in einer optimalen Wahl des entsprechenden Modus. Vergleichbare Vorgehensweisen siehe auch in [Cassebaum, 2011] und [Guzella & Sciarretta, 2007].

Die Höhe der LPV-Leistung wird durch eine SoC-abhängige Kennlinie beschrieben (siehe [Brand, 2010]). Die Optimierung der Betriebsstrategie kann für den NEFZ offline erfolgen. Dabei wird der relative Wirkungsgrad des VM mit der Zielgröße eines minimalen Verbrauchs optimiert und somit die Einschaltsschwelle des VM variiert.

2.2.5 Systeme zur aktiven Quermomentenverteilung

Mit einem Differenzmoment (M_{Diff}) zwischen den beiden Rädern einer Achse (Vorderachse (VA) oder Hinterachse (HA)) lässt sich ein Giermoment um den Schwerpunkt (SP) des Fahrzeugs an der jeweiligen Achse erzeugen. Damit kann ein positiver Einfluss auf die Fahrdynamik erwirkt und die Giergeschwindigkeit des Fahrzeugs aktiv beeinflusst werden (s. Kap. 5). Für die aktive Querverteilung des Drehmoments gibt es Systeme mit unterschiedlichen Freiheitsgraden (s. Abbildung 2-5).

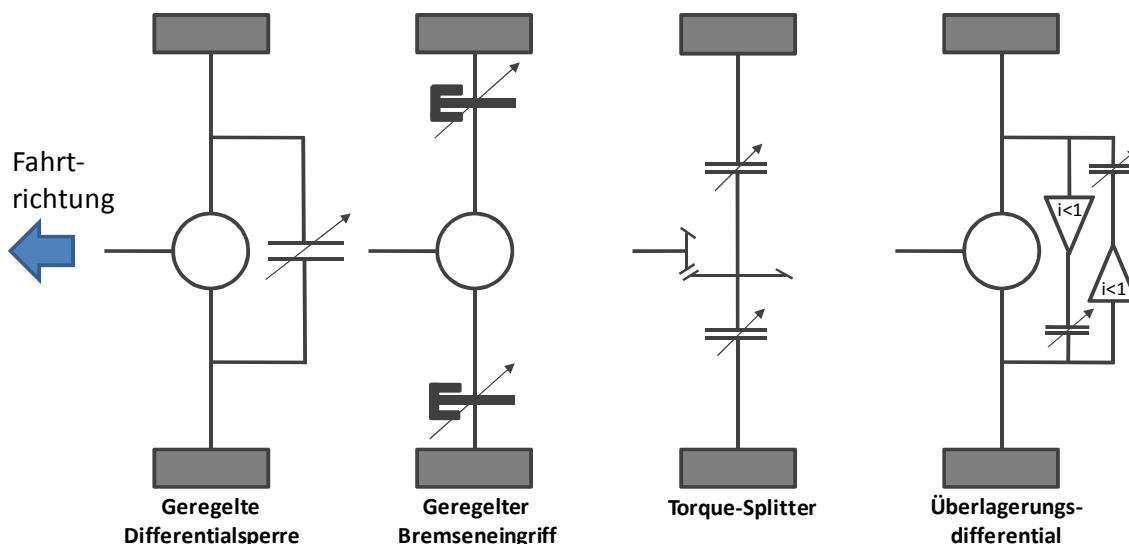


Abbildung 2-5: Systeme zur aktiven Quermomentenverteilung an der HA

Abbildung 2-6 zeigt die möglichen Bereiche der Drehmoment-Querverteilung und somit die Grenzen der einzelnen Systeme auf. Die geregelte Differentialsperr kann das Sperrmoment frei regeln, jedoch ist die Richtung der Querverteilung vom Vorzeichen der Raddifferenzdrehzahl zwischen rechts und links vorgegeben (semiaktiv). Der Leistungsfluss erfolgt immer vom schnellen zum langsamen Rad (Wirkweise nur in zwei Quadranten, Abbildung 2-6) und kann

damit vorrangig kurvenausdrehend und somit stabilisierend wirken. Im Gegensatz dazu kann der geregelte Bremseneingriff in Verbindung mit einem offenen Ausgleichsgetriebe das Differenzmoment und folglich das Giermoment in beide Richtungen verschieben. Der Wert der Quermomentenverlagerung entspricht dem einseitigen Bremsmoment, was gleichzeitig das Verlustmoment darstellt. Die Verluste sind bei diesem System im Vergleich zu Überlagerungsdifferentialen im Bereich üblicher Drehzahlfehler⁷ um den Faktor 10 höher [Meißner, 2008]. Dies führt zu einem erhöhten Verbrauch und zu einem starken zusätzlichen Wärmeintrag in das Bremssystem bei sportlicher Fahrweise. Aus Komfort- und Agilitätsgründen ist es wichtig, dass das Bremsmoment in Längsrichtung durch eine Erhöhung des Antriebsmoments kompensiert wird. Dies hat sehr hohe Anforderungen an die Verfügbarkeit, an die Regelung und an die Dynamik des Antriebsmoments zur Folge. Ohne Antriebsmoment ist weiter keine Sperrwirkung möglich. Der Vorteil dieses Systems ist, dass keine weiteren Komponenten notwendig sind.

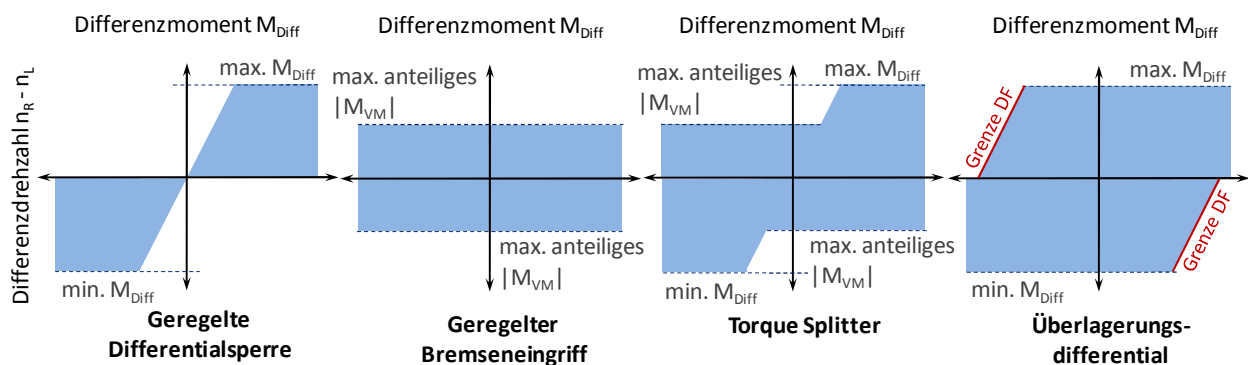


Abbildung 2-6: Bereiche/Systemgrenzen der Quermomentenverteilung (einzelne Diagramme vgl. auch [Meißner, 2008])

Torque Splitter bestehen aus zwei separat angesteuerten Kupplungspaketen, die das Antriebsmoment durch Schlupf variabel auf die beiden Räder übertragen können. Hierbei muss der Drehzahlausgleich vom kurveninneren zum äußeren Rad direkt über die beiden Kupplungen erfolgen, da kein offenes Ausgleichsgetriebe und folglich auch keine Drehmoment-Grundverteilung von 50/50 installiert ist. Die Anforderungen an die Regelung der Kupplungen sind dadurch hoch dynamisch. Bereits geringe Zeitverzögerungen führen aufgrund von kurzzeitigen Sperrwirkungen zu einer Reduzierung der Fahrzeugagilität. Drehmomentverteilungen vom schnelleren zum langsameren Rad sind funktional identisch zur geregelten Differentialsperre. Verschiebungen in die Gegenrichtung sind, vergleichbar mit dem Bremseneingriff, von einer Erhöhung des Antriebsmoments abhängig. Auch hier kann ohne Last keine Querverteilung stattfinden.

⁷ Drehzahlfehler DF s. Kapitel 5.3

Das Überlagerungsdifferential erweitert das offene Ausgleichsgetriebe zur Quermomentenverteilung um ein Überlagerungsgetriebe für jeweils eine Radseite. Dieses System weist die Funktionalitäten in allen vier Quadranten (s. *Abbildung 2-6*) auf. Bei der Quermomentenverteilung vom schnellen zum langsamen Rad ist es vergleichbar mit der geregelten Differentialsperre. Umgekehrt ist eine Verteilung des Drehmoments bis zum bauartbedingten maximalen Drehzahlfehler (s. *Kapitel 5.3.1*) und somit bis zu einem minimalen Grenzradius möglich. Das Überlagerungsgetriebe hat dabei den höchsten Freiheitsgrad im Vergleich der genannten Systeme, da der Wert der Quermomentenverteilung nicht vom Antriebsmoment abhängig ist (Quermomentenverteilung auch ohne Last möglich). Im Vergleich zum Torque-Splitter ist ein deutlich geringerer Regelungsaufwand aufgrund des vorhandenen Ausgleichsgetriebes notwendig. Für die konkrete Ausführung gibt es für das Überlagerungsgetriebe diverse Patente, die im Aufbau und in der Funktionalität ähnlich sind (s. z. B. [Frömmig, Pawellek, Henze & Küçükay, 2010] und [Greger, 2006]).

Für den Potentialvergleich in der Querdynamik (s. *Kapitel 5*) wird das System Überlagerungsdifferential ausgewählt, da es die höchsten Freiheitsgrade aufweist und unabhängig vom Antriebsmoment agilisierend in die Fahrdynamik eingreifen kann. Im Speziellen soll als Beispiel das Patent nach [Mimura, 2003] mit Quermoment verteilenden Hybridkonzepten verglichen werden. Dieses System kommt in Serienfahrzeugen zum Einsatz⁸, weist einen geringen Leistungsbedarf für die Aktuierung auf, benötigt wenig Bauraum und der Leistungsfluss der Quermomentenverteilung verläuft nicht zusätzlich über das Ausgleichsgetriebe. Diese Auswahl fällt auch bei [Meißner, 2008] bei vergleichbarer Zielsetzung durch die genannten Vorteile zu dem folgenden System aus.

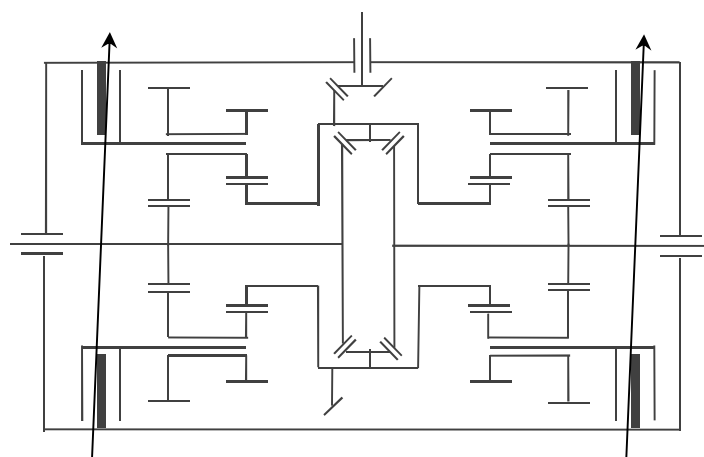


Abbildung 2-7: Überlagerungsdifferential nach Mimura

⁸ siehe z. B. Dynamic Performance Control in den Fahrzeugen BMW X5 M und X6 M [BMW, 2011]

Abbildung 2-7 zeigt das Überlagerungsdifferential mit jeweils einer elektrisch aktuierten Lamellenbremse (LB) und einem Doppelplanetengetriebe links und rechts des Ausgleichsdifferentials. Im Doppelplanetengetriebe wird die Drehbewegung ins Schnelle übersetzt und der Leistungsfluss auf die Abtriebswelle geführt. Das Bremsmoment einer Lamellenkupplung verlagert das Drehmoment auf diese Seite. Dieses System wird nachfolgend als QMVH bezeichnet.

Weitere Systeme/Konzepte zur Quermomentenverteilung sind z. B. in [Höhn, Wirth & Peter, 2009] erläutert.

2.3 Auswahl Hybridtopologie/Hybridkonzepte Sportwagen

In diesem Kapitel erfolgen die Vorauswahl der Hybridtopologie und die Selektion sowie die Beschreibung der zu bewertenden Hybridkonzepte für einen Sportwagen.

2.3.1 Herleitung Hybridtopologie

Für die Herleitung der Hybridtopologie sind sowohl der Hybridisierungsgrad als auch die Antriebstopologie entscheidend.

2.3.1.1 Hybridisierungsgrad

Hybridfahrzeuge lassen sich u. a. nach ihren realisierbaren Funktionalitäten definieren. Dabei wird nach Mikro-, Mild- und Vollhybrid unterschieden. Der Vollhybrid deckt die gesamte Bandbreite an Hybridfunktionalitäten und im Besonderen das rein elektrische Fahren ab. Dies führt zu mehr Freiheitsgraden in der Umsetzung der Betriebsstrategie und generiert dadurch das größte Verbrauchspotential des HEV. In Bezug auf die Fahrdynamik sind die deutlich höheren elektrischen Leistungen ($\geq 38 \text{ kW}$) unabdingbar und führen im Vergleich zu Mikro- und Mild-Hybrid durch die größere LPV und den stärkeren Boost der EM zu mehr Potential für die Fahrdynamik.

Der Nachteil des Vollhybrids ist die höhere Masse aufgrund der größeren installierten elektrischen Leistung. Die dadurch generierten Freiheitsgrade im Vergleich zu den beiden niedrigeren Hybridisierungsgraden können diesen Nachteil jedoch überkompensieren⁹.

⁹ Das Verhältnis an installierter elektrischer Leistung zur Masse der E-Komponenten ist in der Regel beim Vollhybrid günstiger als bei niedrigeren Hybridisierungsgraden.

		<div>● uneingeschränkt möglich</div> <div>○ eingeschränkt möglich</div> <div>— nicht möglich</div>						
		Energiewandler	Energiespeicher	Motor Start/Stop	Rekuperation	Boost	Lastpunktverschiebung	Elektrisches Fahren
Konventionelles Fahrzeug	VM	Chemisch	—	—	—	—	—	—
Mikro-Hybrid			●	○	—	—	—	—
Mild-Hybrid			●	●	○	○	—	—
Voll-Hybrid			●	●	●	●	●	●
Elektrofahrzeug	EM	Elektro-Chemisch	●	●	—	—	●	●

Abbildung 2-8: Einteilung Hybridantrieb nach Hybridisierungsgrad (vgl. [Rajasingham, 2006])

Der größere Platzbedarf (Package) ist jedoch individuell für jedes Fahrzeug zu lösen. Für die Erfüllung der geforderten Zielsetzungen sind die Funktionalitäten des Vollhybrids unerlässlich.

2.3.1.2 Antriebstopologie

Die *Abbildung 2-9* zeigt die Klassifizierung nach der Antriebsstrangtopologie mit der Aufteilung in serielle und parallele Strukturen sowie eine Mischform (Mischhybrid) daraus. Dabei wird nach dem Leistungsfluss im Antriebsstrang unterschieden.

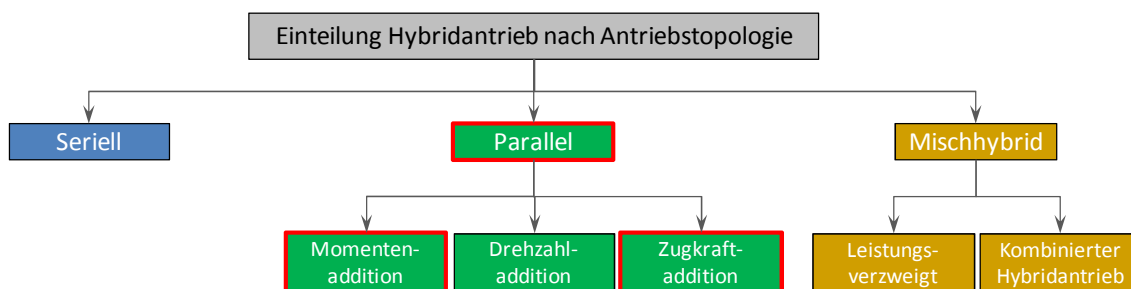


Abbildung 2-9: Einteilung Hybridantrieb nach Antriebstopologie (vgl. [Kirchner, 2007])

In der folgenden Betrachtung sollen aufgrund von nicht zielführenden Eigenschaften für einen Sportwagenhybrid einzelne Topologien oder Teilkonfigurationen daraus ausgeschlossen werden. Im Hauptteil der Arbeit sind diese dann nicht mehr berücksichtigt.

Seriell

Die Energiewandler sind hierbei ohne eine direkte mechanische Anbindung des VM zur Antriebsachse in Reihe geschaltet. Mehrfach verlustbehaftete Umwandlungen (je nach Betriebsmodus: 2, 3 oder 4) der Leistung auf dem Weg zur Antriebsachse reduzieren den Gesamtwirkungsgrad dabei deutlich. Somit muss die gesamte Antriebsleistung des Sportwagens durch die Antriebs-EM erbracht werden. Unter der Voraussetzung eines ausreichend dimensionierten E-Speichers besteht die Möglichkeit der Auslegung der zweiten EM (Generator) und des VM nach der geforderten mittleren Leistung, einschließlich der entstehenden Wirkungsgradverluste der Energiewandler. Dies kann jedoch durch die Auslegung auf Rennstreckenbetrieb des Sportwagens mit bis zu ca. 2/3 der Maximalleistung der Antriebs-EM sehr hoch liegen (s. Kap. 6.4.1). Obwohl das Getriebe entfallen könnte, wird diese Topologie der Forderung nach minimaler Massenzunahme nicht gerecht. Der große Bauraumbedarf aufgrund der vier leistungsstarken wesentlichen Komponenten (2 EM, E-Speicher, VM) ist ein weiterer Nachteil. Die Akustik des VM ist auch bei dynamischer Fahrt konstant, was somit unter Umständen zu einer geringeren Emotionalität des Sportwagens führen kann. Insgesamt überwiegen bei dieser Hybridtopologie die Nachteile und diese wird deshalb in der folgenden Arbeit nicht weiter untersucht.

Parallel (Drehzahladdition)

Beim Parallelhybrid sind sowohl EM als auch VM mechanisch mit der Antriebsachse verbunden. Die benötigte Leistung kann dadurch von den Energiewandlern einzeln oder gemeinsam aufgebracht werden.

Bei der Drehzahladdition summieren sich die Leistungen über ein Überlagerungsgetriebe, das ein festes Drehmomentverhältnis (durch Standübersetzung i_0) zwischen VM und EM vorgibt. Als Folge sind das „Boosten“ und die LPV nur bedingt möglich, was für die geforderte Längsdynamiksteigerung unerlässlich ist. Desweiteren müssen die Drehmomente von den gerade nicht benötigten Komponenten abgestützt werden, was eine zusätzliche Belastung der EM erfordert bzw. weitere Bremsen notwendig macht. Aufgrund der genannten Systemnachteile wird auch diese Teilkonfiguration des Parallelhybrids nicht weiter betrachtet.

Mischhybrid

Der Mischhybrid ist eine Kombination einer parallelen und einer seriellen Struktur. Aus der Integration von mindestens zwei EM resultiert ein hohes Systemgewicht. Es lassen sich zwei wesentliche Teilkonfigurationen unterscheiden, nämlich der leistungsverzweigte und der kombinierte Hybridantrieb.

Der leistungsverzweigte Antrieb erfordert eine deutlich größer dimensionierte EM im Vergleich zum Parallel-Hybrid, da Teile des VM-Drehmoments durch die EM abgestützt werden müssen. Diese Notwendigkeit der Drehmomentabstützung begrenzt die Performance bei niedrigen Geschwindigkeiten beträchtlich. Gerade bei höheren Leistungs- und Geschwindigkeitsbereichen (z. B. Rennstreckenbetrieb) muss ein großer Teil der Leistung über den elektrischen Pfad geführt werden, was durch die zweifache Umwandlung zu hohen Verlusten in der Antriebsleistung führt [Jobst, 2009].

Gegenüber dem Parallelhybrid bietet der kombinierte Hybridantrieb die weitere Möglichkeit des seriellen Betriebs. Dies ist jedoch aufgrund des geringeren Gesamtwirkungsgrads bei mittleren bis hohen Leistungen für einen Sportwagen nicht zielführend (siehe serieller Hybrid). Ein aktueller Vertreter des Mischhybrids ist der „Opel Ampera“ [LG, 2012]. Das Fahrzeug ist eine Mischform des leistungsverzweigten und kombinierten Hybridantriebs.

Die genannten Hybridtopologien werden im weiteren Verlauf der Arbeit aufgrund der für einen Sportwagen nicht zielführenden Eigenschaften nicht weiter betrachtet. Der Parallelhybrid in der Ausprägung der Drehmoment- und Zugkraftaddition dient somit als Grundlage für die weitere Selektion der Hybridkonzepte (EM-Positionen).

2.3.2 Herleitung und Beschreibung der Hybridkonzepte

Untersuchungsinhalt der weiteren Berechnungen ist der Parallelhybrid in den Ausprägungen der Drehmoment- und Zugkraftaddition.

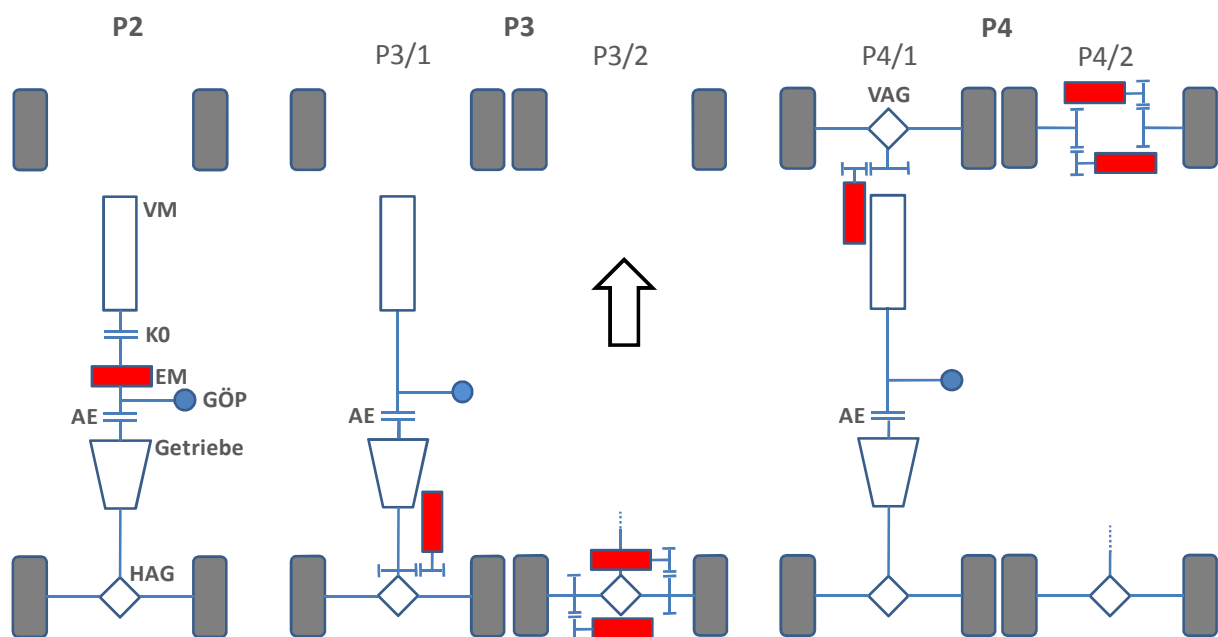


Abbildung 2-10: Hybridkonzepte mit EM vor Getriebe und an den Achsen

Die unterschiedlich möglichen EM-Positionen werden in den *Abbildungen 2-10* und *2-11* beschrieben und als Hybridkonzepte bezeichnet. Grundsätzlich sind auch Kombinationen der ausgewählten Hybridkonzepte denkbar, jedoch aufgrund der Zielsetzung einer minimalen Massenzunahme nur unter Generierung eines funktionalen Mehrwerts (z. B. Torque-Vectoring) sinnvoll.

Die in *Abbildung 2-10* verwendeten Hybridkonzeptbezeichnungen (P2, P3, P4) erfolgen nach [Braess & Seiffer, 2007]. Die Hybridkonzepte sind nach der Position im Antriebsstrang aufgeteilt.

2.3.2.1 EM vor Getriebe (P2)

Beim Hybridkonzept P2 (*s. Abbildung 2-10*) ist die EM im Antriebsstrang zwischen VM und Getriebe integriert. Für die Darstellung des Vollhybrids ist eine Kupplung K0 aus energetischer Sicht zur Abtrennung des VM beim E-Fahren notwendig, da ansonsten der VM mitgeschleppt werden muss. Eine offene Nasskupplung verursacht jedoch beim E-Fahren z. T. erhebliche Verluste. Ist diese geschlossen, sind die Drehzahlen der EM und des VM synchron. Beim E-Fahren wird das Getriebe lediglich mit geringen Leistungen beaufschlagt, wodurch die lastunabhängigen Verluste im Verhältnis relativ hoch sind und zu einem niedrigen Wirkungsgrad des Getriebes führen.

Vorteile sind die Nutzung der Getriebestufen auch beim E-Fahren und der sehr kurze Leistungsfluss bei der LPV (nur minimale mechanische Verluste). Ein weiterer positiver Aspekt ist die Tatsache, dass kein zusätzliches Antriebsgetriebe erforderlich ist, da die EM im Antriebsstrang integriert ist.

Im Hybridkonzept P2 werden zwei Leistungsstufen (EM 38 kW und 65 kW) untersucht, da aufgrund axialer und radialer Bauraumbegrenzungen derzeit eine Leistungsbegrenzung besteht.

Serienmäßig findet dieses Hybridkonzept bei folgenden Fahrzeugen Verwendung: BMW *Active Hybrid 5*, Porsche *Cayenne S Hybrid*, VW *Touareg Hybrid*, Daimler *Bluetec Hybrid*.

2.3.2.2 EM an den Achsen (P3, P4)

Bei den Hybridkonzepten P3 und P4 (*s. Abbildung 2-10*) befindet sich die EM nach dem Getriebe (Bezug: Leistungsfluss bei der LPV). Ist die EM somit bei P3 zwischen Getriebe und den Hinterreifen platziert, so wird der Leistungsfluss bei P4 im Falle der LPV zusätzlich noch über die Straße zur VA geführt. Die EM ist im Vergleich zu P2 näher am Abtrieb positioniert, wodurch die Wirkungsgradkette in den Betriebsmodi E-Fahren und Rekuperation deut-

lich günstiger ist. Während der LPV verläuft der Leistungsfluss zusätzlich durch das Getriebe und weist daher größere Verluste gegenüber P2 auf.

Unter der Annahme der Integrationsfähigkeit der Hybridkonzepte P3 und P4 in den Standardantrieb bleibt dieser identisch zum restlichen konventionellen Antriebsstrang. Der Hybridantrieb ist folglich unabhängig vom Getriebe einsetzbar. Die Anbindungsgetriebe für die Integration der EM an den Achsen sind das Ergebnis einer nach Package-/Leistungsvorgabe beauftragten Konstruktionsstudie [HCC, 2011].

Die Drehzahl der EM und damit deren Betriebspunkte sind direkt von der Raddrehzahl und damit von der Geschwindigkeit abhängig. Die achsnahe Integration erfordert weiter ein zusätzliches Anbindungsgetriebe, was die Masse und den Bauraumbedarf erhöht.

Verwendete EM-Anbindungen

Bei der Anbindung der EM nach dem Getriebe gibt es eine hohe Anzahl an Möglichkeiten. Im Rahmen dieser Arbeit sollen drei wesentliche Anbindungen näher betrachtet werden:

2-Gang-Anbindung

Im ersten Gang erreicht die EM ihre Maximaldrehzahl bei 140 km/h und kann somit den Bereich des NEFZ und die Richtgeschwindigkeit auf deutschen Autobahnen abdecken. Der zweite Gang deckt den Geschwindigkeitsbereich bis v_{\max} ab. In der Modellbildung/Parametrierung ist der Schaltvorgang aufgrund des hohen Dynamikbedarfs bei der Beschleunigung und auf der Rennstrecke sehr schnell appliziert. Dies geschieht unter der Annahme eines Schaltelements mit Synchronisierungen/Reibpaarungen. Eine einfachere Konstruktionsform wäre die formschlüssige Kupplung, die geringere Verluste als mit einer Synchronisierung aufweist, jedoch deutlich langsamere Schaltungen und Komforteinbußen (Schaltkomfort) mit sich bringt. Insgesamt ist diese Anbindung im Vergleich zu den beiden nächst genannten deutlich komplexer.

V_{\max} -Auslegung

Diese Auslegung deckt mit einer Getriebestufe den gesamten Geschwindigkeitsbereich ab.

Abkopplung (Abk.) bei 200 km/h

Aufgrund der hohen Regelgüte der EM ist es hierbei möglich, die Abkopplung mit einer formschlüssigen Kupplung durchzuführen. Diese weist nur minimale Verluste auf und ist im Vergleich zur Reibkupplung sehr einfach auszuführen. In der Simulation wird der Ankoppelvorgang durch die EM synchronisiert und beim Abkoppeln durch eine lastfreie Regelung (durch EM) der Kupplungselemente dargestellt.

Abkopplung des VM beim E-Fahren

Für die Abkopplung des VM beim E-Fahren ist im Vergleich zu P2 keine zusätzliche Trennkupplung (K0) notwendig. Es kann entweder das Getriebe in Neutral geschaltet oder das Anfahrerelement (z. B. Kupplung) genutzt werden.

Getriebe in Neutral

Da der Leistungsfluss beim P3 und P4 während des E-Fahrens nicht durch das Getriebe verläuft, ist eine permanente Gangnachführung nicht unbedingt erforderlich. Dadurch ergeben sich zwei Einsparpotentiale: Einerseits muss die Getriebeölpumpe (GÖP) nicht die hydraulische Druckölversorgung der Aktuatorik für den Schaltvorgang aufbringen, wodurch die Antriebsleistung reduziert werden kann. Andererseits wird das Getriebe nur teilweise, nämlich der abtriebsseitige Teil, mitgeschleppt. Der Neutralgang reduziert somit die Schleppverluste und die Trägheiten deutlich. Die Schmierung des Getriebes muss jedoch gewährleistet sein (z. B. über eine elektrische GÖP). Der Leistungsbedarf hierfür ist als sehr gering anzunehmen, weil sich das Getriebe zum Teil über Tauchschmierung selbst versorgt.

Der Neutralgang ist beim E-Fahren bezüglich der CO₂-Minimierung eine effiziente Maßnahme und somit im verbrauchsoptimalen Betrieb zu verwenden.

Anfahrerelement (z. B. Kupplung) geöffnet

Die Getriebeverluste und Trägheiten sind durch das Schleppen des gesamten Getriebes im Vergleich zum E-Fahren mit Neutralgang wesentlich höher. Außerdem führen die geöffneten Kupplungen zu weiteren Verlustleistungen. Trotzdem ist diese Möglichkeit der geöffneten Kupplung(en) für zeitkritische Wiederstarts des VM aus Komfort- und Dynamikgründen notwendig. Gänge können folglich parallel zum VM-Start aufgrund der elektrischen GÖP eingelegt und die Kupplungen befüllt werden. Da dieser Status nur unmittelbar vor einem VM-Start auftritt und daher relativ kurz ist, sind die Antriebsverluste beim E-Fahren weiter gering.

Hybridkonzept P3

Grundsätzlich ist es möglich, die E-Komponenten des P3 mit Anpassungen der Karosserie in den Standardantrieb zu integrieren, wobei der Aufwand sehr stark vom jeweiligen Fahrzeug abhängig ist. Unter der Annahme, dass der E-Speicher im Bereich des Kofferraums untergebracht werden kann, ergibt sich ein sehr kompaktes „Package“ der E-Komponenten mit kurzen elektrischen Leitungen (geringe Masse und Verluste). Die Erhöhung der statischen Achslast an der Antriebsachse ist beim P3 am größten, was für die Verbesserung der Traktion sehr hilfreich ist.

Das Hybridkonzept mit einer EM ist im Folgenden als P3/1 und mit zwei EM als P3/2 bezeichnet. Im Falle des P3/2 ist neben den genannten Betriebsmodi die Darstellung einer

elektrischen Differentialsperre möglich, wodurch die mechanische entfallen kann. Desweiteren ist auch eine positive Beeinflussung der Querdynamik in der Agilität und Stabilität (TorqueVectoring) aufgrund der hohen Regelgüte der EM möglich. Dies ist an der ungelenkten HA wirkungsvoller als an der gelenkten VA (s. Kap. 5.4).

Hybridkonzept P4

Der Aufwand für die Integration der E-Komponenten ist im Falle des Hybridkonzepts P4 extrem hoch, da der zur Verfügung stehende Bauraum im Vorderwagen aufgrund der Positionierung des VM sehr begrenzt ist. Die Integration erfordert grundlegende Änderungen im vorderen Bereich des Fahrzeugs (z. B. VM, Achse). Für die Grundlagenuntersuchungen und die Vergleichbarkeit der Hybridkonzepte untereinander wird davon ausgegangen, dass die Integration in den Standardantrieb möglich ist. Aus Gründen der Vollständigkeit ist hierbei zu erwähnen, dass dieses Hybridkonzept bei anderen Fahrzeugkonzepten (Mittel-/Heckmotor) für die Integration der E-Komponenten durchaus zielführend sein kann. Die Umsetzung siehe z. B. an folgenden Fahrzeugbeispielen: Studie BMW *Vision Efficient Dynamics* [BMW AG, 2012], Studie Porsche *918 Spyder* und Porsche *GT3 R Hybrid* [Porsche AG, 2012]. In dieser Arbeit wird, wie bereits erwähnt, nur das Fahrzeugkonzept Standardantrieb untersucht.

Der Hauptvorteil des P4, gerade im Hinblick auf Sportwagen, ist die erhöhte Traktion durch die zusätzlich angetriebene VA. Der wesentliche Unterschied zu P3 ist jedoch der Leistungsfluss bei der LPV über die Straße und die daraus resultierenden konzeptionellen Nachteile, die in den folgenden Kapiteln beschrieben werden.

Konform zu den Hybridkonzeptbezeichnungen des P3, werden hier P4/1 und P4/2 eingeführt. Beim Hybridkonzept P4/2 ist ebenso Torque-Vectoring, jedoch an der gelenkten VA, möglich.

In den Hybridkonzepten P3 und P4 werden die zwei Leistungsstufen (EM 38 kW und 65 kW) des P2 untersucht. Im Falle des P3/1 und P4/1 werden die beiden Leistungsstufen um eine EM 100 kW und bei P3/2 und P4/2 um zwei EM 50 kW erweitert.

2.3.2.3 EM im Getriebe (P2.5)

Bei der Integration der EM in das Doppelkupplungsgetriebe (DKG) gibt es prinzipiell vier Möglichkeiten: Eine EM an Teilgetriebe (TG) 1, eine EM an TG 2 (s. *Abbildung 2-11, (A)*); zwei EM an jeweils einem TG (B) und eine EM schaltbar durch ein Koppellement (z. B. formschlüssige Kupplung) an beide TG (C).

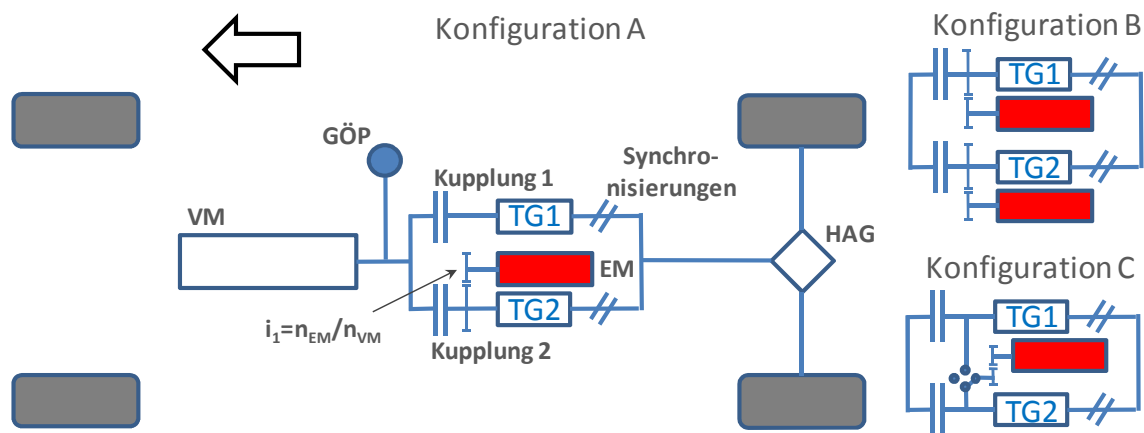


Abbildung 2-11: Getriebeinterne Hybridisierung am Beispiel DKG

Auswahl Konfiguration

Für die nachfolgende Potentialermittlung dieses Hybridkonzepts soll diejenige Konfiguration mit den meisten Freiheitsgraden betrachtet werden. In der Konfiguration C ist es möglich, die gesamte elektrische Leistung, je nach Zielparameter, auf das effizientere TG zu schalten. Somit hat diese Konfiguration die höchsten Freiheitsgrade. Die Konfiguration C wird im Folgenden als Hybridkonzept P2.5 bezeichnet, da die EM im Getriebe und daher zwischen P2 und P3 integriert ist.

Für die folgenden Betrachtungen ist der Status des TG (s. *Abbildung 2-12*) eine wichtige Größe bei der Berechnung des optimalen Ganges für die EM. Befindet sich das Fahrzeug im Modus E-Fahren (VM aus), ist der Status des TG nicht relevant. Bei laufendem VM ist jenes TG aktiv, über das der Leistungsfluss des VM führt.

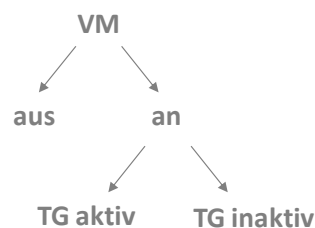


Abbildung 2-12: Status Teilgetriebe im DKG

Bei P2.5 ist ebenso wie bei P3 und P4 keine zusätzliche Trennkupplung K0 erforderlich, da beim E-Fahren die Anfahrkupplungen geöffnet werden können und der Neutralgang im gerade nicht verwendeten TG eingelegt werden kann. Desweiteren verändert sich der axiale Bau-raumbedarf gegenüber dem konventionellen Antriebsstrang nicht [Berger, Dilzer & Reitz, 2005]. Insgesamt ergeben sich durch die zusätzlichen Freiheitsgrade der EM-Anbindung im Getriebe hohe Software- und Applikationsaufwände.

Anbindung EM

Durch die Übersetzungsauslegung i_1 (s. *Abbildung 2-11*) lassen sich hochdrehende EM für eine hohe Leistungsdichte integrieren. Die Übersetzung i_1 ist so ausgelegt (wenn nicht anders angegeben), dass die EM und der VM zugleich ihre Maximaldrehzahlen erreichen. Wäre i_1 und folglich auch die Drehzahl der EM kleiner, dann könnte die EM nicht über ihren gesamten Betriebsbereich betrieben werden. Bei umgekehrter Vorgehensweise müsste die EM bei hohen VM-Drehzahlen für das aktive TG gesperrt werden, wodurch sich die Freiheitsgrade dieses Konzeptes reduzieren würden. Außerdem ist die Massenträgheit der EM direkt proportional zum Quadrat der Übersetzung i_1 . Eine hohes i_1 wirkt sich bezogen auf die Getriebeeingangswelle negativ auf die Massenträgheit aus. Die EM muss den Synchronisationsvorgang für eine schnelle/dynamische Schaltung unterstützen, was sich gerade bei den kritischen Vollast-Rückschaltungen nach Auslegen des Ganges bei hohen i_1 negativ auf die Dynamik auswirkt [Berger, Dilzer & Reitz, 2005].

Aufgrund der Notwendigkeit eines Zwischenrades für den Achsabstand bei der EM-Anbindung fallen aufgrund von zwei vorhandenen Zahneingriffen zusätzliche Verluste an. Diese werden mit dem Wirkungsgrad $\eta_{TG_inaktiv}$ beschrieben (s. *Kap. 3.1.2 und 4.1.2*).

2.3.2.4 Vergleich der Hybridkonzepte allgemein

Abbildung 2-13 zeigt die Auswirkungen der unterschiedlichen Hybridkonzepte auf die relative Masse und auf die Verschiebung des SP in x-Richtung des Fahrzeugs (SP_x) in Bezug zum konventionellen Fahrzeug.

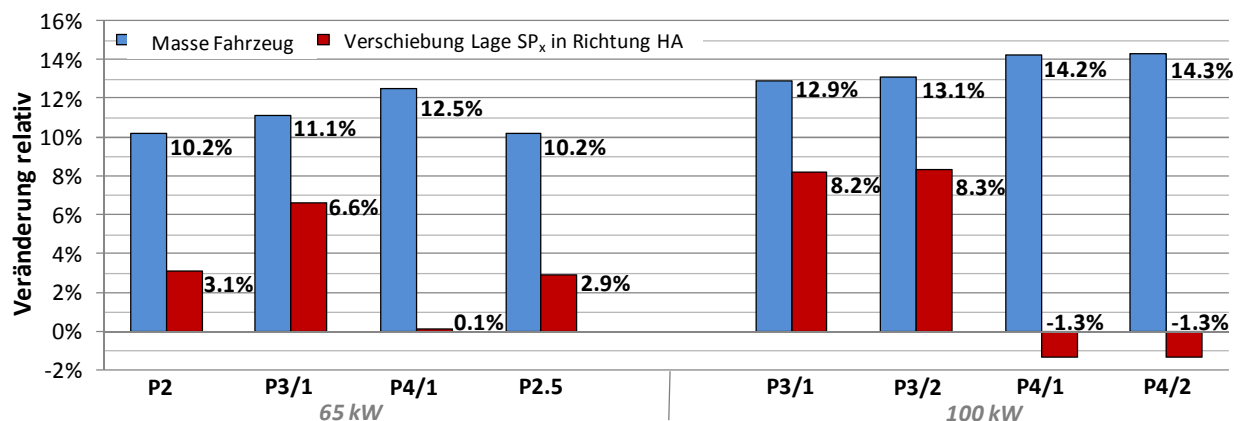


Abbildung 2-13: Masse und SP_x Hybridkonzepte und konventionelles Fahrzeug

Es handelt sich hierbei immer um denselben E-Speicher (100 kW), welcher im Bereich der HA integriert ist (Annahme). Die Höhe des Schwerpunkts wird als konstant angenommen, da die E-Komponenten in Näherung auf dieser Höhe liegen und den SP_y daher nur minimal verschieben.

Die Anpassung des Fahrwerks an die zusätzliche Masse der E-Komponenten und an die Veränderung der statischen Achslastverteilung ist vorausgesetzt (Spur, Federhärte, Dämpfer etc.). SP_x verschiebt sich beim Hybridkonzept P3 im Vergleich zu den anderen Hybridkonzepten deutlich in Richtung HA (bis 8.3 %) und generiert dadurch einen Traktionsvorteil auf der HA. P4 verzeichnet die größten Massenzunahmen und P2 die geringsten.

3 Modellbildung und Simulation

Das folgende Kapitel beschreibt die Modellbildung für die unterschiedlichen Simulationsberechnungen. Dabei werden drei verschiedene Simulationsumgebungen verwendet: *Dymola*, *Matlab/Simulink* und *Race*. Die Belastbarkeit und Aussagekraft der Ergebnisse aus den Simulationsberechnungen hängt im Wesentlichen von der Güte der Modellbildung und der Parametrierung ab. Aus diesem Grund ist die Detaillierungstiefe immer möglichst hoch gewählt.

3.1 Dymola

Das Programm *Dymola* [Dassault, 2012] basiert auf der Modellierungssprache *Modelica* [Modelica, 2012]. Es ist eine Simulationssoftware mit objektorientierter, graphischer Oberfläche. Der wesentliche Vorteil dieses Programms ist die Möglichkeit, auf eine Bibliothek von u. a. mechanischen, elektrischen, mathematischen und thermodynamischen Komponenten zugreifen zu können und dadurch den Aufwand in der Modellbildung zu verringern.

In dieser Software wird das Gesamtfahrzeugmodell (Konventionell und Hybrid) mit der Betriebsstrategie dargestellt. Daraus lassen sich die Aufgaben der Verbrauchs- und Längsdynamik berechnen. Bei der Modellbildung wurde der Verfasser nach dessen Struktur-, Logik- und Methodikvorgabe durch die Fa. ITK Engineering AG unterstützt.

3.1.1 Modellbildung Gesamtfahrzeug

Die oberste Ebene des Gesamtfahrzeugmodells wird in *Abbildung 3-1* gezeigt. Dieses Bild soll einen Überblick über die oberste Struktur des Gesamtfahrzeugmodells der BMW AG geben. Von dieser strukturellen Ebene aus werden in Dymola alle Parametrierungen und Teilmodellauswahlen gestartet. Alle Komponenten mit gelbem Blitz können je nach Hybridkonzept Hochvolt-Komponenten beinhalten. Folgende Komponenten werden im Rahmen dieser Arbeit maßgeblich verändert, modifiziert und erweitert (einige Änderungen der Komponenten werden im Verlaufe der Arbeit erläutert):

- Betriebsstrategie → *Controller*
- Fahraufgabe → *Track*
- Fahrregler → *Driver*
- Getriebe → *Gearbox*
- Parametrierung des Gesamtfahrzeugs → *CarData*

- VA/HA → Axle (beinhaltet u. a. Anbindung der EM (An-, Abkoppeln, Synchronisierung) und Schlupfregelung mit EM/Bremse)
- VM → Engine

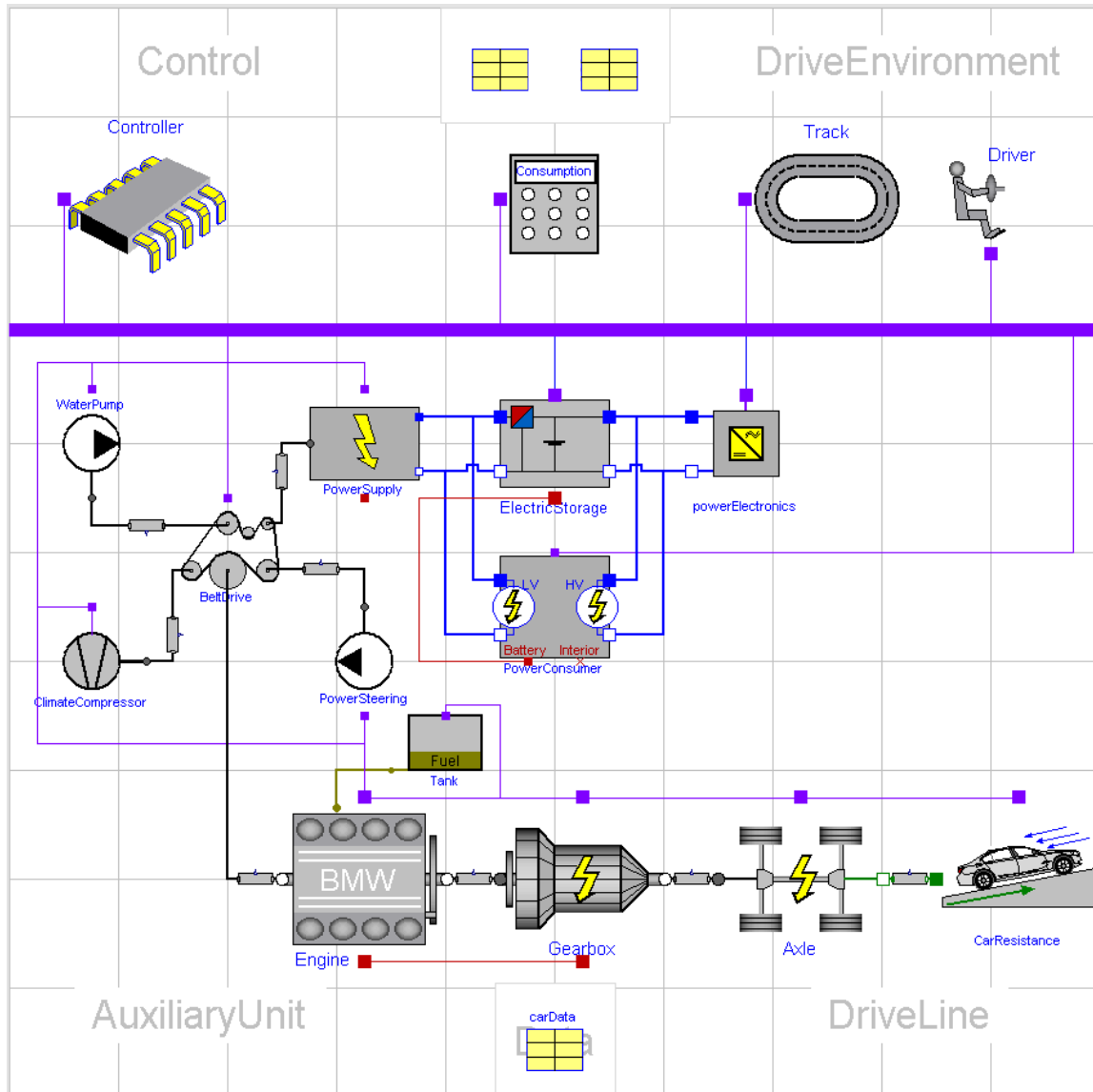


Abbildung 3-1: Dymola: Oberste Ebene des Gesamtfahrzeugmodells der BMW AG

Der Fahrregler regelt das gesamte erforderliche Antriebsmoment des Fahrzeugs (VM und EM) in Bezug zum Getriebeeingang. Für die Vergleichbarkeit der unterschiedlichen EM-Positionen bleibt dieser Bezugspunkt bei den verschiedenen Hybridkonzepten bestehen. Damit die Betriebsstrategie die Leistungen der beiden Energiewandler (VM und EM) ideal aufteilen kann, wird die virtuelle Übersetzung $i_{\text{Getriebeeingang} \rightarrow \text{EM_Real}}$ zwischen dem Getriebeeingang und der EM definiert. So wird die von der Strategie gewünschte Leistung der EM auf die reale Position und somit den realen Betriebspunkt überführt. Für die Hybridkonzepte P3 und P4 zum Beispiel besteht folgender Zusammenhang:

$$i_{\text{Getriebeeingang} \rightarrow \text{EM_Real}} = \frac{i_{\text{Getriebe}} \cdot i_{\text{HAG}}}{i_{\text{EM_Anbindung}}} \quad \text{Gleichung 3-1}$$

Die Übersetzung $i_{\text{EM_Anbindung}}$ ist in Richtung der EM zum Antriebsstrang definiert.

3.1.2 Modellbildung Verbrauch und Beschleunigung

Bei den Hybridkonzepten P3 und P4 ist die EM im Bereich der HA oder der VA angebunden. Eine Möglichkeit ist die Integration der EM über die Abkoppelung bei 200 km/h. Hierbei muss sowohl die Kupplung angesteuert als auch das Drehmoment der EM geregelt werden (s. *Abbildung 3-2*). Die Kupplung wird geschlossen, wenn die EM auf die Synchronisationsdrehzahl geregelt hat und die Betriebsstrategie die Anforderung zum Schließen erteilt.

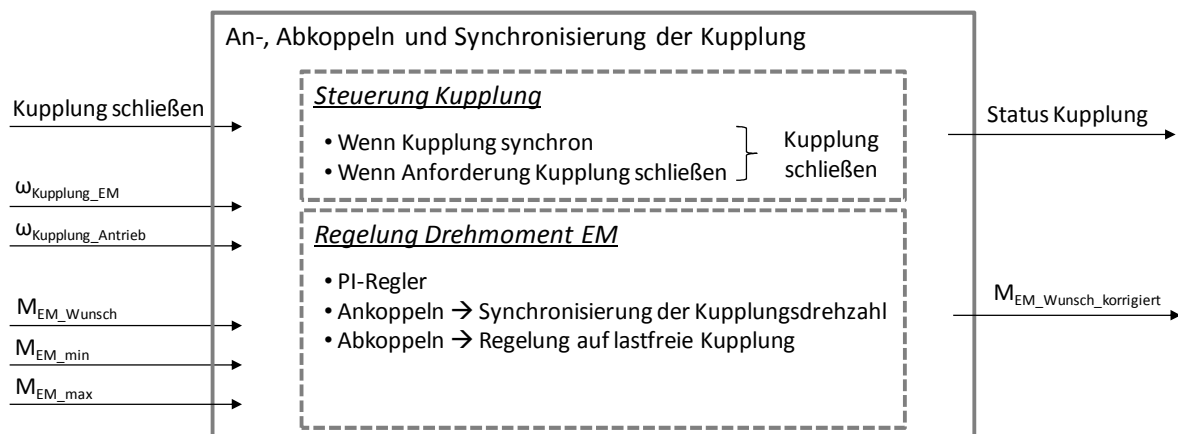


Abbildung 3-2: Modellbildung An-, Abkoppeln und Synchronisierung der Kupplung

Die Synchronisierung der Kupplung erfolgt durch einen erweiterten PI-Regler, der die EM auf die Zieldrehzahl regelt. Die Anforderungen an den Regler sind gerade bei der Beschleunigung (Abkoppeln) und auf der Rennstrecke mit maximaler Verzögerung (Ankoppeln) hoch. Hierbei ist eine sehr hohe Dynamik gefordert, da der zur Verfügung stehende Zeitraum für die Synchronisierung extrem kurz sein kann (≈ 0.3 s). Für die realitätsnahe Darstellung des Ankoppelvorgangs ist neben der Funktionalität des Reglers auch dessen stabile Applikation wichtig.

Die Getriebeverluste spielen gerade bei der Verbrauchsberechnung des Hybridkonzepts P2.5 eine zentrale Rolle. Dies erfordert eine präzise Modellbildung und Parametrierung, um für jeden Zustand des Getriebes die Verlustleistung des jeweiligen Gangs durch das zusätzliche Drehmoment der EM zu berechnen. In *Abbildung 3-3* ist das Modell für die Verlustleistungsberechnung des jeweiligen Gangs visualisiert. Dabei gibt es drei Pfade, die sowohl den Status des TG als auch den des VM beschreiben. Ist der VM aus, wird das TG nur mit dem Drehmoment und der Drehzahl der EM beaufschlagt. Bei laufendem VM und aktivem TG

müssen von den Getriebeverlusten aus dem Summenmoment der EM und des VM noch einmal die Getriebeverluste, die sich durch den VM alleine ergeben, subtrahiert werden, da nur die resultierenden Verluste durch das jeweils zusätzliche EM-Drehmoment ausschlaggebend sind. Ist das TG inaktiv und der VM an, errechnen sich die Verluste aus dem Wirkungsgrad $\eta_{TG_inaktiv}$ (s. Kap. 2.3.2).

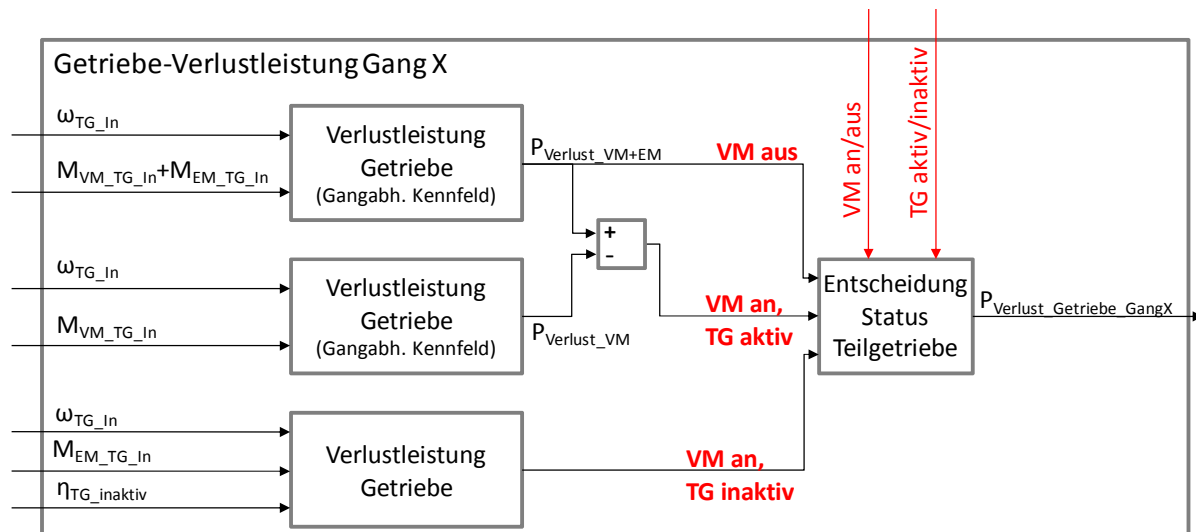


Abbildung 3-3: Verlustberechnung Getriebe P2.5

Die gangspezifischen Getriebeverluste werden in der Betriebsstrategie des P2.5 in Kapitel 4.1.2 berücksichtigt.

Zur Quantifizierung der Getriebeverluste (AT, DKG) bei den Hybridkonzepten P3/P4 wurden als Eingangsdaten für die Simulation in den Hybridmodi E-Fahren und Rekuperation drehzahlabhängige Kennfelder im Schleppbetrieb (abtriebsseitig) auf dem Prüfstand ermittelt.

3.1.3 Modellbildung Instationärverhalten aufgeladener VM

Hoch aufgeladene VM weisen deutliche Verzögerungen beim Aufbau ihres Drehmoments auf. Dieses Instationärverhalten soll mit Hilfe der elektrischen Leistung der EM beträchtlich verbessert werden. Dazu wird der VM mit zwei ATL (Bi-Turbo) zunächst auf einem VM-Prüfstand mit elektrischer Wirbelstrombremse vermessen. Anschließend erfolgen die mathematische Beschreibung und die Modellbildung dieses Verhaltens für die Simulation.

Vermessung Instationärverhalten

Für die Vermessung des Instationärverhaltens sind die Start-Betriebspunkte bei Lasteinleitung des VM in einem sinnvollen Raster zu beschreiben. Das gesamte Drehzahlband und 70 % des Drehmomentbands werden in Schritten von 500 1/min und 50 Nm unterteilt. Höhere Start-Drehmomente sind nicht zielführend, da die Zeiten bis zur Vollast vernachläss-

sigbar gering werden. Die auftretenden Betriebsbereiche der Fahrprofile werden für eine höhere Parametergüte feiner gerastert.

Für die Durchführung der Ansprechversuche des VM gibt es am Prüfstand grundsätzlich zwei Möglichkeiten:

- *Drehzahl VM konstant \rightarrow Freiheitsgrad M_{Bremsse} des Prüfstands*

Bei konstanter Drehzahl des VM haben die Trägheiten des VM und der Bremse des Prüfstands keinen Einfluss auf das Instationärverhalten. Diese Art der Regelung findet z. B. bei Vergleichen von verschiedenen Aufladekonzepten statt.

- *M_{Bremsse} des Prüfstands konstant \rightarrow Freiheitsgrad Drehzahl VM*

Die Regelung auf ein konstantes Bremsmoment M_{Bremsse} des Prüfstands ermöglicht den Freiheitsgrad VM-Drehzahl. M_{Bremsse} stellt dabei den Fahrwiderstand zu Beginn des Lastsprungs für die weiteren Simulationsberechnungen dar. Hierbei wird angenommen, dass sich der Fahrwiderstand während des Instationärverhaltens nicht ändert. Das Drehmoment des VM wird über die Füllungsrechnung der Motorsteuerung ermittelt. Die Güte dieser Lasterfassung ist dabei ausreichend genau. Die Massenträgheiten des VM und der Bremse des Prüfstands müssen mit beschleunigt werden. Dadurch, dass die Trägheit der Bremse nicht exakt der Trägheit des Antriebsstrangs entspricht, kann es zu Abweichungen in Bezug zum Realfahrzeug kommen.

Grundsätzlich ist auch die Mischform beider Grenzbetrachtungen durch eine Regelung auf exakte Fahrprofile und Fahrzeugparameter denkbar. Da zusätzlich zu den StartBetriebspunkten eine Vielzahl an Freiheitsgraden/Parametern und die Modellbildung des gesamten Fahrzeugs hinzukommen würden, wäre die Kennfelderstellung (Darstellung Instationärverhalten) sehr aufwendig und in Bezug auf die Güte der Ergebnisse nicht erforderlich (s. Validierung).

Abbildung 3-4 zeigt den Vergleich der Drehmomentverläufe mit konstanter und mit nicht konstanter Drehzahl des VM. Durch Berücksichtigung der ansteigenden Abgasenthalpie mit ansteigender Drehzahl des VM wird deutlich, dass diese zusätzliche Energie zu einem höheren Drehmoment im Verlauf des Instationärverhaltens führt. Dadurch ist diese Art der Vermessung für eine realitätsnähere Darstellung besser geeignet. Die Validierung in *Kapitel 4.3.2* bestätigt dieses Vorgehen.

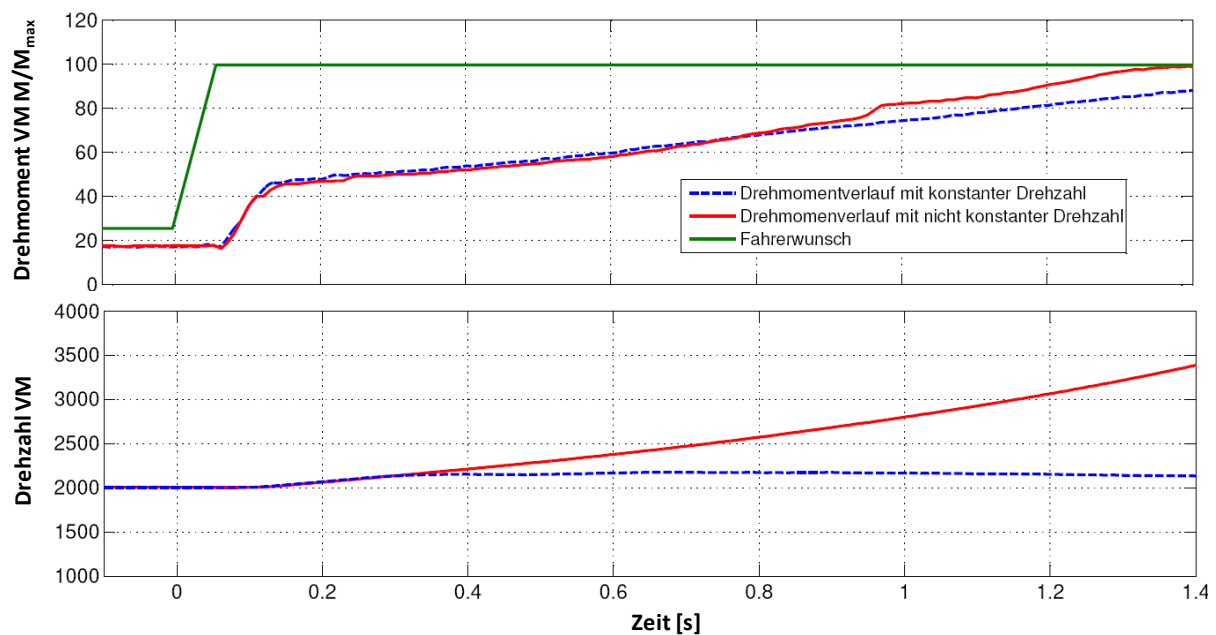


Abbildung 3-4: Vergleich Drehmomentverlauf mit/ohne konstanter Drehzahl (vgl. [Leppert, 2011])

Das Vorgehen bei der Vermessung beginnt nach dem Anfahren des Startbetriebspunkts des VM mit einem digitalen Sprung des Fahrerwunsches auf das maximal mögliche Drehmoment (höchste Anforderung). Im Anschluss an die Aufzeichnung des Instationärverhaltens folgen das Anfahren des nächsten Startpunkts und eine ausreichende Wartezeit in diesem Betriebspunkt, damit die Abgasenthalpie spezifisch für den jeweiligen Betriebspunkt ist und dadurch die Ergebnisse vergleichbar werden.

Mathematische Beschreibung Instationärverhalten

Die mathematische Beschreibung des Instationärverhaltens erfolgt auf Basis der gemessenen Versuchsergebnisse. Dazu wird der Drehmomentverlauf in Abhängigkeit der Zeit und des Startbetriebspunkts in folgende Bereiche unterteilt:

- *Start-Betriebspunkt VM bei Lasteinleitung*

$$M_1(t) = \textit{konstant}$$

Gleichung 3-2

- *Totzeit*

Die Zeit zwischen der Lastanforderung des Fahrers und dem Ansteigen des Drehmoments wird als Totzeit bezeichnet und ist nahezu unabhängig vom Startbetriebspunkt. Sie wird im Folgenden mit 30 ms als konstant angenommen.

- *Saugmotorischer Bereich (SB)*

Der saugmotorische Bereich verläuft nahezu linear bis zum Erreichen des maximalen Saugmoments und wird deshalb folgendermaßen beschrieben:

$$M_2(t) = m \cdot t + M_1$$

Gleichung 3-3

- *Aufgeladener Bereich (AB)*

Die Beschreibung des aufgeladenen Bereichs erfolgt mit Hilfe eines Polynoms dritter Ordnung:

$$M_3(t) = a \cdot t^3 + b \cdot t^2 + c \cdot t + [\max(M_2(t))]$$

Gleichung 3-4

Eine weitere Erhöhung des Grades (> 3) bringt keine wesentliche Verbesserung der Güte. Im Vergleich zur Beschreibung mit Splines¹⁰ ist die Polynomfunktion ein sehr guter Kompromiss aus Beschreibungsgüte und Rechenaufwand/Rechenzeit. Zur Bewertung von noch nicht verfügbaren VM mit identischem Hubraum und Aufladekonzept, jedoch mit höherem Aufladegrad kann der aufgeladene Bereich skaliert werden. Mit dem Entwicklungsziel die Ansprechzeit Δt_{Boost} trotz des höheren Aufladegrads zu erhalten (mit entsprechendem Entwicklungsaufwand) wird der Gradient des Drehmomentverlaufs steiler (lineare Skalierung des Drehmoments im aufgeladenen Bereich).

- *Volllast*

Die Validierung (s. Kap. 4.3.2) zeigt, dass die Beschreibung, einschließlich der Skalierung, sehr realitätsnah ist.

Modellbildung Instationärverhalten

In der Modellbildung erfolgt die Umsetzung der mathematischen Beschreibung in der Simulationsumgebung (s. Abbildung 3-5).

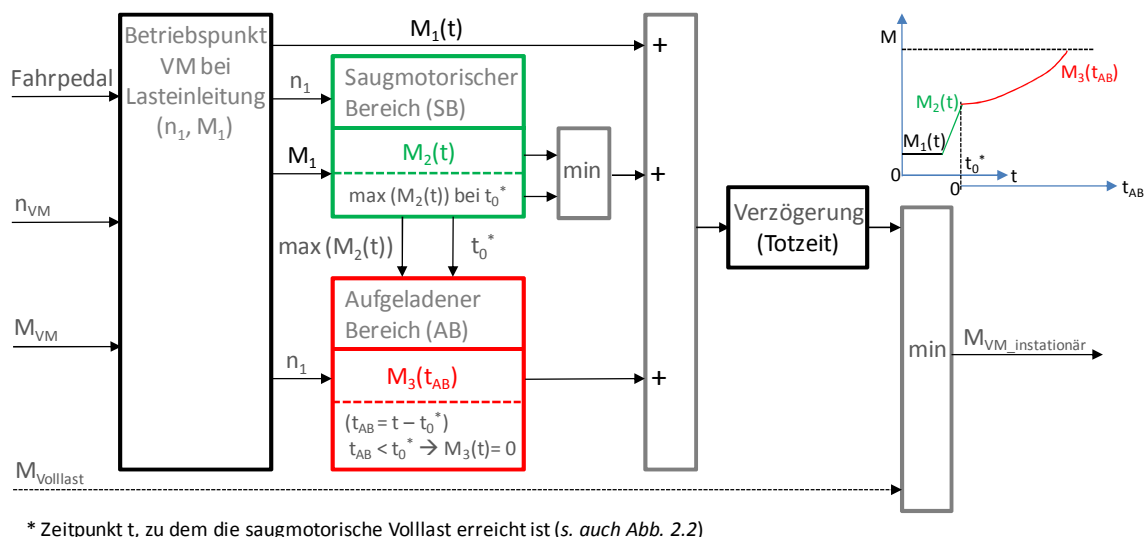


Abbildung 3-5: Berechnung des Drehmomentverlaufs im Instationärbetrieb

¹⁰ Ein Spline ist eine Reihe aus unterschiedlichen Polynomfunktionen (große Datenmenge).

Nach der Erkennung der Lasteinleitung und der Erfassung des Start-Betriebspunkts (schwarz) erfolgt die Addition des saugmotorischen (grün) und des aufgeladenen (rot) Drehmoments sowie der Totzeit. Anschließend wird das Drehmoment durch die Vollastlinie begrenzt.

Modellbildung Ziel-Instationärverhalten

Die Berechnung des Ziel-Instationärverhaltens erfolgt mittels einer Geradengleichung, deren Steigung den linearen saugmotorischen Bereich (Kennfeld) bis zur Erreichung der Vollast weiterführt.

3.1.4 Modellbildung Rennstreckensimulation

Die Simulation der Rundenzeiten erfordert Modellbildungen in zwei Simulationsprogrammen. Nach dem in *Kap. 6.1.1* beschriebenen Vorgehen erfolgt die Simulation der Querdynamik mit dem Programm *Race* (s. *Kap. 3.2*). Anschließend wird die Längsdynamik und die Rundenzeit mit dem Programm *Dymola* berechnet.

Das Geschwindigkeitsprofil ist im Gegensatz zur Verbrauchs- oder Instationärberechnung nicht zeit- sondern wegbasiert. Nur so kann die Charakteristik der Streckenführung vollständig erfasst werden. Um diesem Profil optimal folgen zu können, muss das Kraftschlusspotential der Reifen mit Hilfe einer ABS- und Schlupfregelung ausgeschöpft werden. Diese Regelung basiert auf einem P-Regler. Durch die Priorisierung der Drehmomente wird bei Über-/Unterschreiten des idealen Reifenschlupfes zuerst das Moment der EM reduziert, bevor mit der Unterstützung der Bremse und der Drehmomentenregelung des VM der passende Schlupf geregelt werden kann.

Im Post-Processing wird im Anschluss an die Simulation der Quer- und Längsdynamik die exakte Rundenzeit berechnet. Das Modell errechnet bei Erkennung der VM-Vollast die Rundenzeit aus der simulierten Ist-Geschwindigkeit. In der verbleibenden Zeit wird die Rundenzeit aus der Sollgeschwindigkeit (Pre-Processing) berechnet. Der Grund für die erforderliche Berechnung ist der Fahrregler, der dem Soll-Geschwindigkeitsverlauf nicht immer ideal folgen kann.

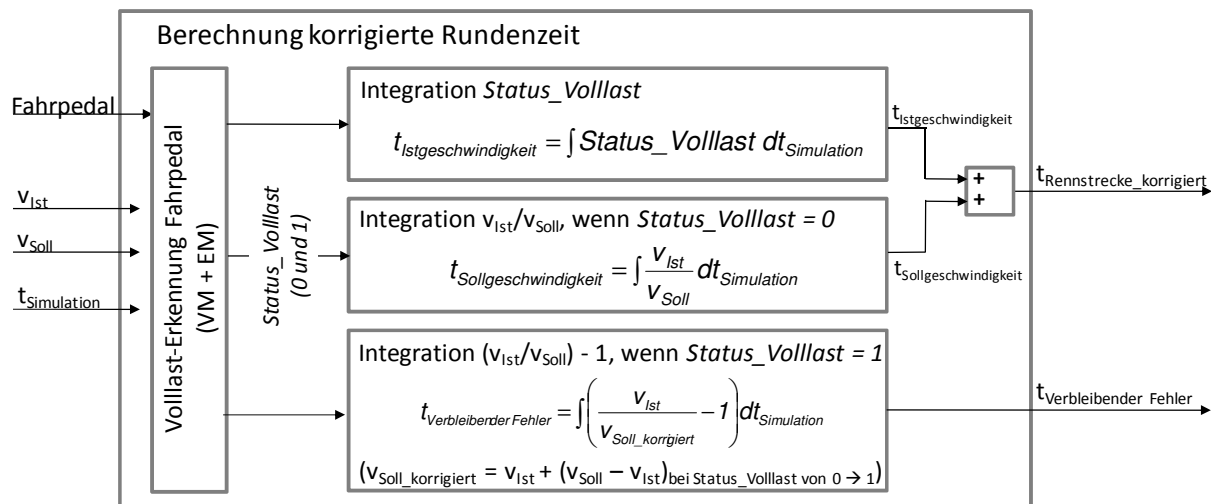


Abbildung 3-6: Berechnung Rundenzeit

Der I-Anteil des Fahrreglers (PI-Regler mit Vorsteuerung) führt während der Vollastphasen zu einem verbleibenden Zeitfehler durch ein Offset zwischen der Soll- und der Ist-Geschwindigkeit. Die parallele Berechnung des verbleibenden Fehlers ist ein Gütekriterium zur Bewertung der Regelparameter und zur Validierung der Simulation.

3.2 Race

Das Programm *Race*¹¹ bildet ebenfalls das Gesamtfahrzeugmodell ab. Jedoch beschränkt sich das Modell [Ender, 2006] auf die Darstellung des konventionellen Fahrzeugs, ohne Modellierung von elektrischen Komponenten und ohne Betriebsstrategie. Ein weiterer wesentlicher Unterschied zu *Dymola* ist das vorhandene Querdynamikmodell in *Race*. Dieses Zweispurmodell ist mit vier einzelnen Rädern für die Berechnung der Kurvengeschwindigkeiten unabdingbar. Das Wankmoment (dynamisches Drehmoment um x-Achse des Fahrzeugs) wird im realen Fahrzeug nicht gleichmäßig auf VA und HA verteilt, sondern ist vor allem von der Karosseriesteifigkeit und dem gezielten Einsatz von Stabilisatoren im Fahrwerk abhängig. Mit dieser Wankabstützung der VA zur HA kann das Eigenlenkverhalten des Fahrzeugs gezielt beeinflusst werden.

¹¹ Das Programm *Race* ist in VBA (Visual Basic for Applications) programmiert.

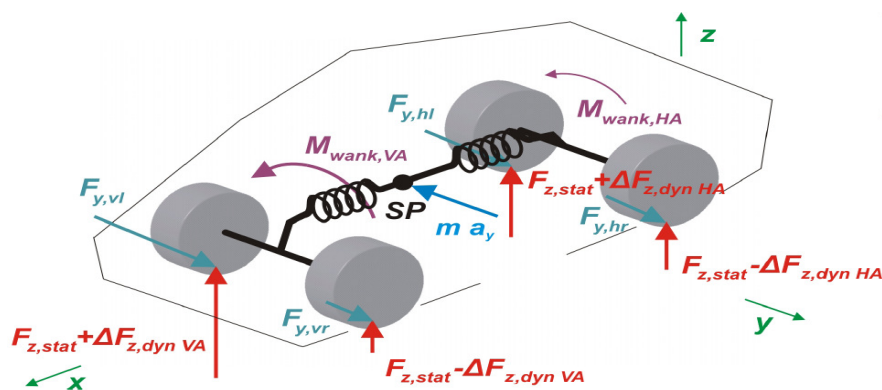


Abbildung 3-7: Modellbildung Querdynamik und Wankabstützung [Ender, 2006]

Mit dem Ziel der Vergleichbarkeit der unterschiedlichen Massen und Achslastverteilungen der Hybridkonzepte muss das Eigenlenkverhalten und daher die Schräglaufwinkeldifferenz zwischen VA und HA bei allen Fahrzeugen identisch sein (Das setzt Veränderungen/Anpassungen am Fahrzeug wie z. B. Stabilisatoren etc. voraus). Dadurch lassen sich die Auswirkungen der Hybridisierung auf die Querdynamik sehr gut erfassen und eine Vergleichbarkeit der Hybridkonzepte ist gegeben.

Das Programm *Race* wird für die Berechnung der Sollgeschwindigkeit (Querdynamik) verwendet und ist bezüglich der Berechnung von Rundenzeiten auf Teststrecken validiert. Es berechnet plausible und verlässliche Geschwindigkeitsprofile, wodurch validierte Aussagen über das Rundenzeitpotential und Sensitivitäten bezüglich Parametervariationen getroffen werden können [Ender, 2006]. Der geringe verbleibende Fehler wird in dieser Arbeit weiter auf ein Minimum reduziert, indem sich die folgenden Berechnungen auf Differenzbetrachtungen beziehen, die sich zum größten Teil aufheben (derselbe Fehler in Minuend und Subtrahend). Er ist daher in dieser Bewertung vernachlässigbar.

3.3 Matlab/Simulink

Für eine umfassende Potentialbewertung der Hybridfahrzeuge in Bezug auf die Querdynamik ist ein Vergleich der Systemverluste (s. Kap. 5.3.3) erforderlich. Dafür werden im Folgenden die Modellbildungen der Verluste der mechanischen QMVH (s. Kap. 2.2.5) und des Hybridkonzepts P3/2 betrachtet.

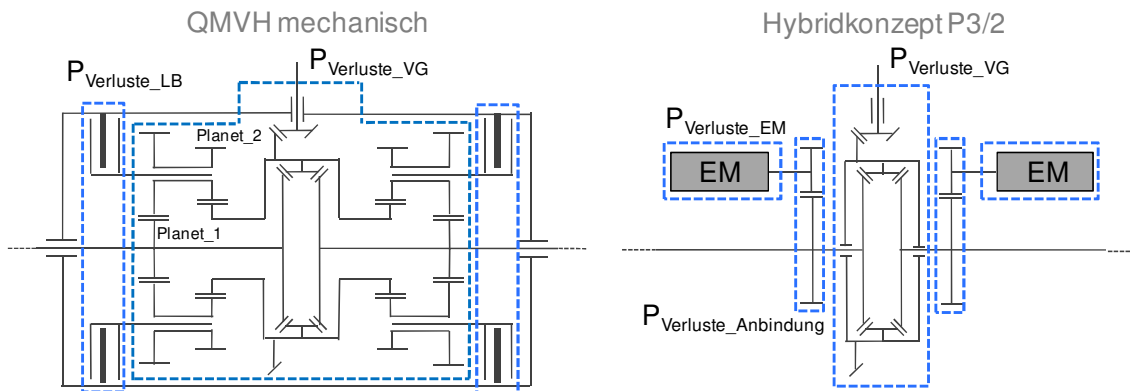


Abbildung 3-8: Vergleich der Systemverluste zur Quermomentenverteilung

Abbildung 3-8 zeigt die beiden Systeme mit den wesentlichen Einflussgrößen auf die Verluste bei der Quermomentenverteilung. Die Verluste der QMVH setzen sich aus den Verlustleistungen des Verteilergetriebes (VG) $P_{\text{Verluste_VG}}$ und der Lamellenbremse $P_{\text{Verluste_LB}}$ zusammen.

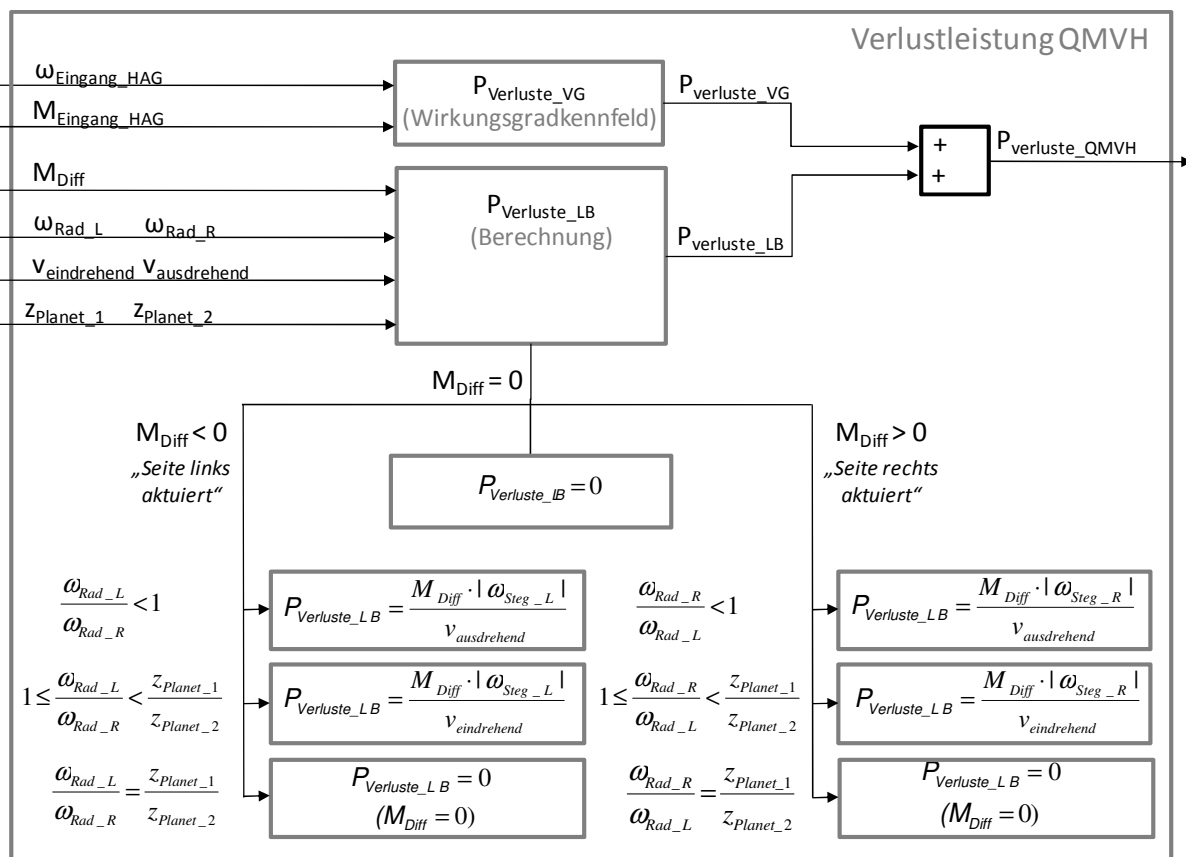


Abbildung 3-9: Berechnung Verlustleistung QMVH

$P_{\text{Verluste_VG}}$ wird durch Interpolation im Wirkungsgradkennfeld [BMW EAa, 2010] bestimmt (s. Abbildung 3-9). Die vom M_{Diff} abhängigen Verlustleistungen $P_{\text{Verluste_LB}}$ der Lamellenbremse lassen sich in Abhängigkeit der aktuierten Seite, der Winkelgeschwindigkeitsverhältnisse an

der LB und den aus Versuchen bestimmten Verstärkungsfaktoren $v_{\text{ausdrehend}}$ und $v_{\text{eindrehend}}$ berechnen.

Sie geben an, um welchen Faktor das aktuierte Lamellenmoment verstärkt wird, damit die Lamellenbremse nicht auf das maximale Überlagerungsmoment ausgelegt werden muss. In der QMVH hängen die wirksamen Verstärkungsfaktoren vom Standgetriebewirkungsgrad und dem Drehzahlverhältnis zwischen den beiden Sonnenrädern ab. Bei einer stabilisierenden Aktuierung und damit ausdrehendem Giermoment erhöht sich $v_{\text{ausdrehend}}$ im Vergleich zum Idealfall (keine Verluste). Der Faktor $v_{\text{eindrehend}}$ liegt dabei unterhalb des idealen Werts (Werte der Verstärkungsfaktoren nach [Vogel, 2012]).

Das Hybridkonzept P3/2 kalkuliert die gesamte Verlustleistung mit Hilfe folgender Gleichung:

$$P_{\text{Verluste_P3/2}} = P_{\text{Verluste_VG}} + P_{\text{Verluste_EM}} + P_{\text{Verluste_Anbindung}} \quad \text{Gleichung 3-5}$$

Die Verluste während einer Kurvenfahrt als Folge der jeweiligen Eigensperrwerte der beiden zu vergleichenden Systeme (QMVH und Hybridkonzept) werden unter der Annahme eines gleichen Aufbaus des Ausgleichsgetriebes nicht berücksichtigt. Somit sind diese Verluste für den Systemvergleich vernachlässigbar.

4 Berechnung Potential Verbrauch und Längsdynamik

Im ersten Kapitel des Hauptteils werden neben der Umweltverträglichkeit (Verbrauch) auch die fahrdynamischen Eigenschaften in Form der Längsdynamik (Beschleunigung, Instationärverhalten) der verschiedenen Hybridkonzepte berechnet und bewertet.

4.1 Berechnung Verbrauch/CO₂-Emissionen

Die Bewertung des Verbrauchs und somit der CO₂-Emissionen verläuft anhand des NEFZ. Obwohl dieser Zyklus einen sehr synthetischen Verlauf der Geschwindigkeit und daher ein nicht immer kundenrelevantes Profil aufweist, spielt er eine wesentliche Rolle. In der Europäischen Union dient er nicht nur der gesetzlichen Typisierung für Verbrauch und Emissionen, sondern ist auch Grundlage für die Bestimmung des Flottenverbrauchs (*s. auch Kap. 1.1*). Diese Tatsachen haben neben Verbrauchsangaben in Verkaufsbroschüren und Fachzeitschriften direkten Einfluss auf den Kunden, weshalb die Verbrauchsberechnung auf Basis des NEFZ Inhalt dieser Arbeit ist. Die Bewertung der zu untersuchenden Hybridkonzepte in Realfahrzyklen ist hier nicht zwingend notwendig, da die grundlegenden Unterschiede der Hybridkonzepte (z. B. Wirkungsgradketten im Antriebsstrang) im NEFZ darstellbar sind und die qualitativen Ergebnisse auch in dynamischeren Zyklen ihre Gültigkeit behalten. Die quantitative Bewertung des Verbrauchs in Realverbrauchszyklen ist somit nicht Inhalt dieser Arbeit. Im weiteren Verlauf der Arbeit werden der Verbrauch und die CO₂-Emissionen bei den relativen Ergebnissen aufgrund ihrer direkten Proportionalität als Synonyme verwendet.

4.1.1 Berechnung Verbrauch Hybridkonzept P3 und P4

Auf Basis des konventionellen Fahrzeugs werden in diesem Kapitel Hybridkonzepte mit der EM-Positionierung außerhalb des Getriebes bewertet. Zunächst wird das Hybridkonzept P2 untersucht. Hiervon ausgehend wird die EM auf die Position P3 und P4 gesetzt.

Hybridkonzept P2

Für die Belastbarkeit der Berechnungsergebnisse muss das Fahrzeugmodell validiert sein. Durch die detaillierte Modellierung (*s. Kapitel 3*) und exakte Parametrierung liegen die Ergebnisse der Simulation und die CO₂-Emissionen des realen Fahrzeugs [BMW EG., 2010] auf gleichem Niveau. Der berechnete Wert liegt dabei beim konventionellen Modell um -2.5 % unterhalb des absoluten Verbrauchs des Realfahrzeugs (*s. Abbildung 4-1*).

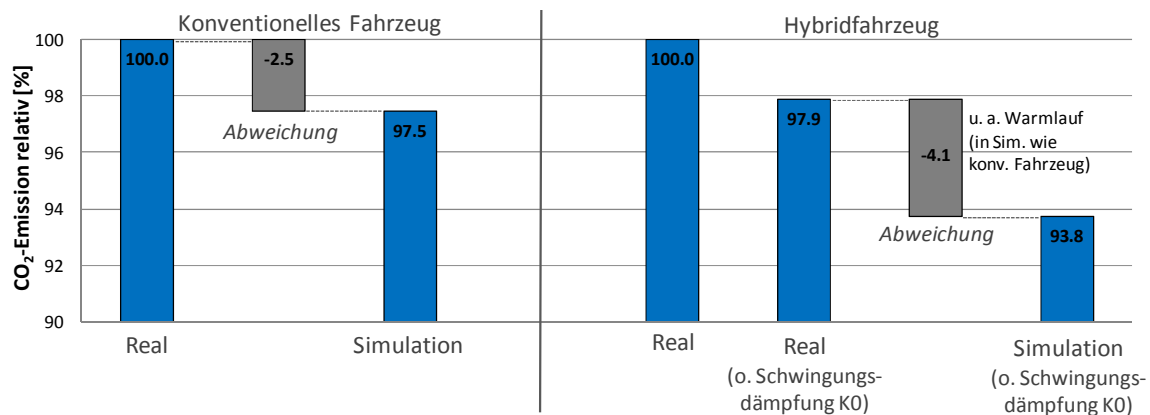


Abbildung 4-1: Validierung Modellbildung Verbrauch

In der Simulation des Hybridfahrzeugs ist die Schwingungsdämpfung durch die Trennkupplung K0 aufgrund von Stabilitätsproblemen des Lösungsalgorithmus nicht dargestellt. Die verbleibende Abweichung liegt beim Hybridmodell (Hybridkonzept P2) mit -4.1 %-Punkte weiter vom realen Wert entfernt als beim konventionellen Modell. Ursachen dafür sind u. a. zwei physikalische Effekte, die im Simulationsmodell nicht vollständig dargestellt sind: Die Schwingungsdämpfung durch die EM (Einfluss sehr gering) und der Einfluss des unterschiedlichen Warmlaufs¹². Wären diese genannten Potentiale in der Berechnung dargestellt, läge ein mit dem konventionellen Modell vergleichbarer Fehler vor. Die Basis der nachfolgenden Berechnungen ist somit aufgrund der geringen Fehlertoleranz von ca. -2.5 % validiert. Diese bereits geringe Toleranz wird weiter auf ein Minimum reduziert, da nachfolgende Bewertungen auf relativen Betrachtungen beruhen und sich der verbleibende Fehler größtenteils aufhebt (derselbe Fehler in Dividend und Divisor).

Bei der Verbrauchsberechnung von z. B. unterschiedlichen Hybridkonzepten werden alle einzelnen Maßnahmen/Potentiale gemeinsam berechnet, damit die technischen Wechselwirkungen zwischen den Einzelpotentialen berücksichtigt werden.

Das konventionelle Fahrzeug mit 8-stufigem Automatikgetriebe (Automatic Transmission: AT) bildet das Referenzfahrzeug für die folgenden Berechnungen (CO₂-Emission im NEFZ entspricht 100 %). Durch Hybridisierung dieses Fahrzeugs mit vergleichbarem AT kann eine Verbrauchseinsparung von 11.5 % erreicht werden (s. *Abbildung 4-2*). Voraussetzung ist die optimale Betriebsstrategie (s. *Kapitel 2.2.4*). In der Literatur weist der Vollhybrid ein Verbrauchseinsparpotential von 18 % [Jörg, 2009] bis über 20 % [Hybrid-Autos, 2011] im NEFZ auf. Die wesentlichen Potentiale in der Verbrauchsreduktion des hybriden Antriebs liegen in der Entdrosselung des Ansaugtrakts (VM) und in der Rekuperation der Bremsenergie. CO₂-

¹² Das thermische Verhalten des VM ist nicht modelliert, d. h., die Warmlaufphase ist als Kennlinie hinterlegt und somit im konventionellen und im hybriden Modell identisch.

Maßnahmen beim konventionellen Antrieb (z. B. Direkteinspritzung, Intelligente Generatorregelung, MSA, Downsizing, variable Ventilsteuerung etc.), welche bereits zum Teil entdrosselnd wirken oder Bremsenergie rückgewinnen, reduzieren das CO₂-Potential des Hybridfahrzeugs. Speziell beim Sportwagen wirken sich der höhere Luftwiderstand (Kühlung VM und aerodynamische Reduzierung des Auftriebs) und der größere Rollwiderstand der Sportreifen negativ auf das Verbrauchspotential des Hybridfahrzeugs gegenüber dem Konventionellen aus. Die Ursache liegt am tendenziell effizienteren VM-Betrieb gegenüber dem E-Fahren (s. Kapitel 2.2.4).

Ein weiteres Potential zur Reduzierung der CO₂-Emissionen liegt in der Positionierung der EM im Antriebsstrang, weshalb die EM in der Position P3 angebunden wird.

Hybridkonzept P3

Dieses Hybridkonzept zeichnet sich im Vergleich zu P2 im Wesentlichen durch die abtriebs-/radnahe Anbindung der EM an den Antriebsstrang aus (s. Kapitel 2.3.2), welche sich wie folgt auf die CO₂-Emission auswirkt.

Darstellung der Einzelpotentiale des Verbrauchs vom Hybridkonzept P3 auf Basis von P2

Im ersten Schritt (s. Abbildung 4-2) wird der Verbrauch des Hybridkonzepts P3/1 berechnet. Durch den Positionswechsel der EM ist ihre Drehzahl und somit der Betriebspunkt nicht mehr von der Getriebeeingangsdrehzahl, sondern von der Fahrzeuggeschwindigkeit und der Anbindungsübersetzung i_{EM} abhängig. Diese EM 38 kW ist für den Betrieb vor dem Getriebe ausgelegt, in welchem sie sich in einem Betriebsbereich von ca. 15 – 30 % von n_{max} (NEFZ) der EM¹³ dreht. In der Position P3 (Anbindung 2-Gang) deckt sie im NEFZ einen Betriebsbereich von 0 – ca. 85 % des Drehzahlbereichs ab, weshalb die EM im Mittel mit einem niedrigeren Wirkungsgrad läuft. In den Betriebsmodi E-Fahren und Rekuperation muss der Leistungsfluss nicht durch das Getriebe geführt werden, wodurch geringere Getriebeverluste zu einem effizienteren rein elektrischen Betrieb führen. Im gesamten NEFZ kann somit ca. sechs Sekunden länger elektrisch gefahren werden.

Bei der LPV resultieren hingegen aufgrund der zusätzlichen Leistung durch das Getriebe höhere Verluste. Insgesamt ergibt sich durch den Positionswechsel auf P3 ein um 1.3 %-Punkte höherer Verbrauch. Die Abtrennung des VM bei P3 muss nicht durch eine separate Trennkupplung K0 erfolgen (s. Kap. 2.3.2), die wegen ihrer Ausführung als Nasskupplung hohe Schleppverluste aufweist (CO₂-Emission: –2.7 %-Punkte). Befindet sich das Getriebe

¹³ Aus Gründen der Effizienz aus EM- und Getriebewirkungsgrad sowie des komfortablen Wiederstarts des VM ist es nicht sinnvoll, die EM mit größeren Getriebeübersetzungen und somit bei höheren Drehzahlen zu betreiben.

im E-Modus (E-Fahren oder Rekuperation) in „neutral“ (s. Kap. 2.3.2), ergeben sich weitere Potentiale durch Reduzierungen der Antriebsverluste. Im E-Modus läuft der Leistungsfluss nicht durch das gesamte Getriebe, so dass keine Schaltvorgänge vorgenommen werden müssen. Somit verringern sich die Antriebsleistung der GÖP (CO₂-Emission: –1.2 %-Punkte), die Trägheit des Getriebes (CO₂-Emission: –0.2 %-Punkte) und dessen Schleppverluste (CO₂-Emission: –1.6 %-Punkte). Die Anbindung der EM erfolgt über eine separate Getriebe-
stufe, welche eigene Verluste (2 %, [HCC, 2011]) und dadurch eine Erhöhung der CO₂-Emission von +0.8 %-Punkte aufweist. Die bis jetzt betrachtete EM ist für das Hybridkonzept P2 ausgelegt (Betriebspunkte, Bauraum) und dadurch für die größere Drehzahlspreizung direkt an der Achse nicht optimal. Die speziell für den Antrieb nach dem Getriebe ausgelegten EM (50 kW/100 kW) können durch geringere elektrische Verluste über den gesamten Drehzahlbereich (im Mittelwert) die Effizienz erhöhen und somit die CO₂-Emission um –1.8 %-Punkte (50 kW)/–2.8 %-Punkte (100 kW) senken¹⁴.

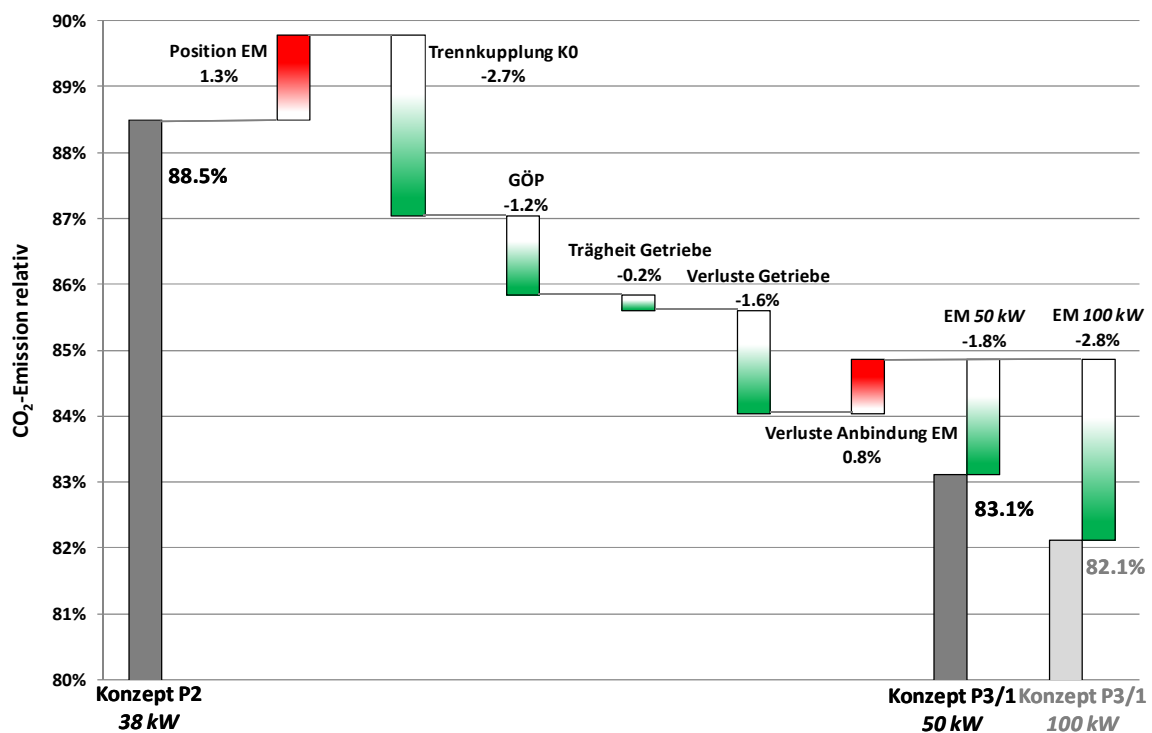


Abbildung 4-2: CO₂-Emission der Hybridkonzepte P2 und P3/1 (2-Gang)

Zusammenfassend stellt sich beim Hybridkonzept P3/1 50 kW ein Verbrauchspotential von –5.4 %-Punkten gegenüber P2 dar (83.1 %). Die Massenerhöhung von 14 kg gegenüber dem Hybridkonzept P2 ist irrelevant, da für realitätsnähere Verbrauchsangaben in Schwungmassenklassen (SMK) gerechnet wird und diese sich nicht ändern.

¹⁴ Die Differenzen in den CO₂-Emissionen resultieren aus den unterschiedlichen Wirkungsgradkennfeldern der beiden EM 50 kW und 100 kW (s. Kapitel 2.2.2).

Variation der Anbindungsauslegung der EM

Folgende Auslegungsmöglichkeiten der Getriebestufe (Anbindung) sind beim Hybridkonzept P3 Inhalt der Untersuchungen (s. Kapitel 2.3.2):

- 2-Gang Getriebe (1. Gang: 140 km/h; 2. Gang: V_{\max})
- Auslegung auf v_{\max}
- Abkopplung bei 200 km/h

Ausgehend vom Hybridkonzept P3/1 50 kW und der CO₂-Emission von 83.1 % wird der Verbrauch bei der Auslegung auf v_{\max} deutlich erhöht. Der Grund liegt in der niedrigen Anbindungsübersetzung und dem daraus entstehenden hohen Drehmomentbedarf der EM beim Anfahren. Das Anfahrmoment reicht somit für den 15- und den 32-km/h-Hügel des NEFZ nicht aus, wodurch die Betriebsstrategie den VM auswählt und die Strategie dadurch energetisch nicht optimal fahren kann. Der Verbrauch der Anbindung durch Abkopplung bei 200 km/h liegt mit 83.8 % etwas über dem Verbrauch der 2-Gang-Anbindung. Gerade im städtischen Teil ist der Wirkungsgrad der EM im Mittel aufgrund der kleineren Drehzahlen niedriger. Bei P3/1 mit der EM 100 kW liegt der Verbrauch bei den drei Auslegungen nahezu auf gleichem Niveau. Die Abkopplung bei 200 km/h kann durch günstigere Betriebspunkte (kleinere Drehzahlen) im Überlandteil eine effizientere LPV erreichen.

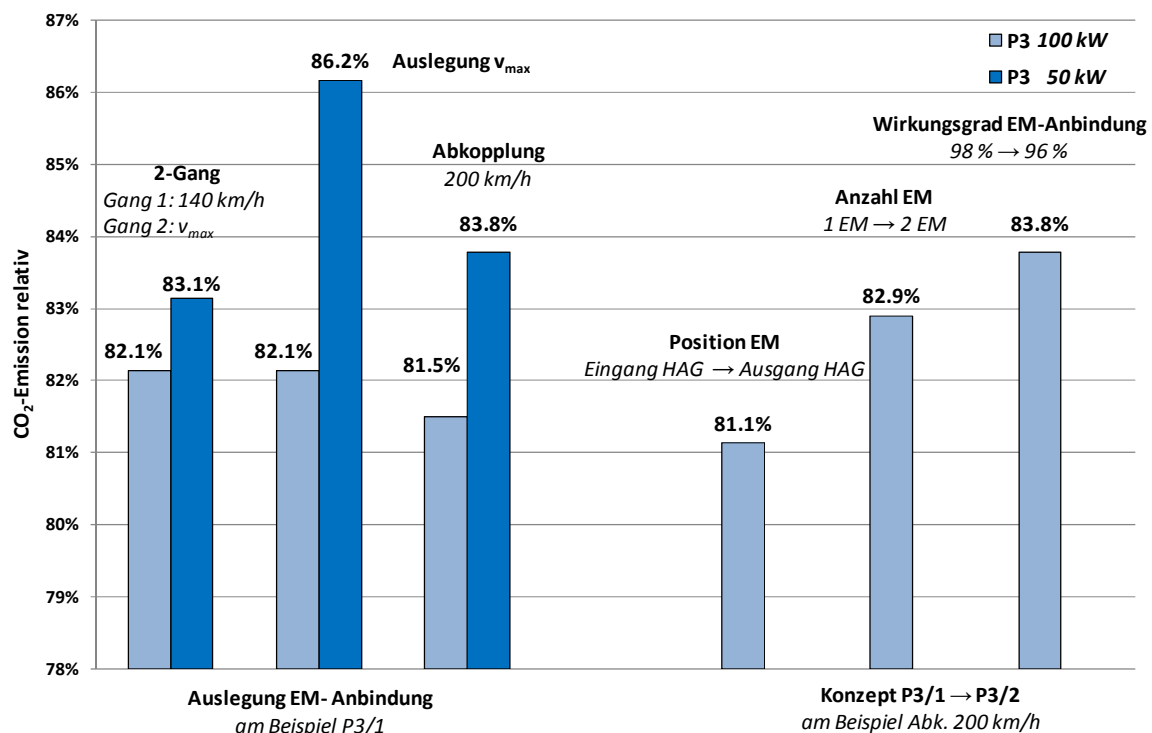


Abbildung 4-3: Einfluss EM-Anbindung und -Position auf CO₂-Emissionen

Das Hybridkonzept P3/1 mit der EM 100 kW und Abkopplung bei 200 km/h hat mit 81.5 % die geringste CO₂-Emission im NEFZ. Werden anstatt einer EM 100 kW vor dem Hinterachs-

getriebe (HAG) zwei EM mit jeweils 50 kW als Hybridkonzept P3/2 (s. Kapitel 2.3.2) integriert, wirkt sich das wie folgt auf den Verbrauch aus.

Konzeptvariation mit zwei EM an der HA (P3)

- Einfluss der Verluste des HAG (Position der EM am Eingang oder Ausgang)
- Einfluss der Anzahl an EM (1 oder 2) und deren Wirkungsgrade
- Einfluss der Anbindungsverluste

Am Beispiel der Abkopplung bei 200 km/h verringert sich der Verbrauch um –0.4 %-Punkte durch die Positionierung der EM hinter dem HAG. Die geringeren Verluste des HAG im E-Modus überwiegen gegenüber den erhöhten Verlusten während der LPV. Die Verlustleistung der beiden EM 50 kW liegt im Mittel um 2.2 % über denen der EM 100 kW, die sich im Verbrauch um +1.8 % auswirkt. Aufgrund der doppelten Anzahl an Zahnradkontakten in der Anbindung der EM ist der Wirkungsgrad mit 96 % [HCC, 2011] um 2 %-Punkte niedriger. Zusammenfassend liegt der Verbrauch beim Hybridkonzept P3/2 um 2.3 %-Punkte höher (83.8 %) als beim P3/1 mit der Abkopplung bei 200 km/h.

Hybridkonzept P4

Auf Basis der im letzten Abschnitt berechneten CO₂-Emission des Hybridkonzepts P3/1 wird am Beispiel der 2-Gang-Anbindung (Gang 1: 140 km/h) der Verbrauch von P4/1 kalkuliert.

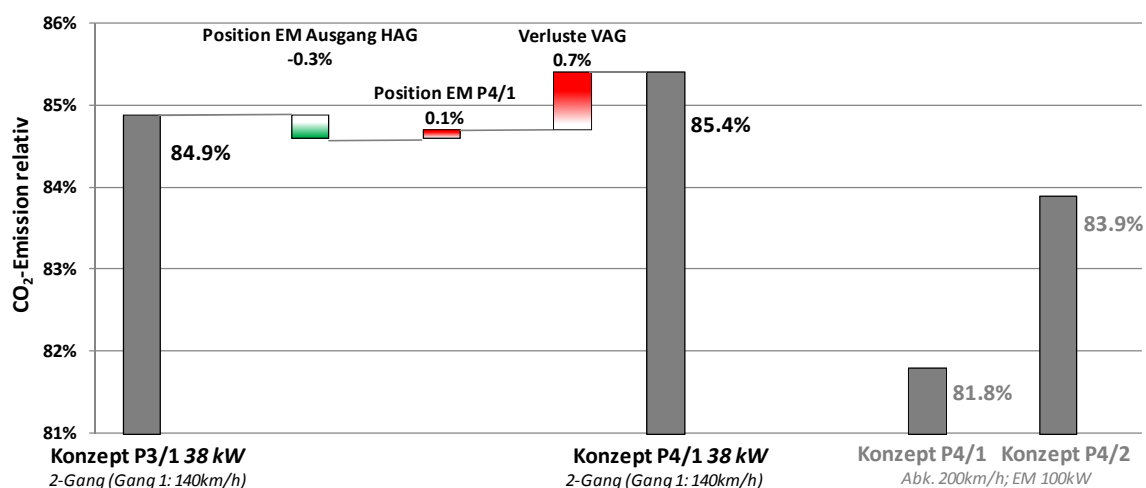


Abbildung 4-4: CO₂-Emission der Hybridkonzepte P3/1 und P4

Der wesentliche Unterschied zu P3 ist der Leistungsfluss der LPV über die Straße (s. Kapitel 2.3.2). Um den geringen Verbrauchseinfluss physikalisch zu begründen, wird die EM im ersten Schritt am Ausgang des HAG platziert, was eine Verbrauchsreduktion von 0.3 %-Punkte zur Folge hat. Im zweiten Schritt wird die EM an Position P4/1 integriert. Die Kopplung der EM an den restlichen Antriebsstrang erfolgt hierbei über die beiden Achsen und die Reifen

auf der Straße (TTR¹⁵). Das Drehmoment für die LPV an der HA muss identisch zu dem der VA sein, da ansonsten eine Kraft resultiert, die das Fahrzeug zusätzlich beschleunigen würde. Die entstehenden Verluste liegen bei der LPV in den unterschiedlichen Winkelgeschwindigkeiten der Reifen ω_{VA} zu ω_{HA} . Die Verlustleistung über die Straße errechnet sich dabei wie folgt:

$$P_{rel_LPV_Verlust} = \frac{\omega_{VA} - \omega_{HA}}{\omega_{HA}} \quad \text{Gleichung 4-1}$$

Die relative Verlustleistung $P_{rel_LPV_Verlust}$ bei der LPV über die Straße liegt im NEFZ im Mittel bei 0.20 %. Der Verbrauch steigt dadurch um 0.1 %-Punkte (s. *Abbildung 4-4*).

Die Integration der EM von P4/1 erfolgt zusätzlich zum Anbindungsgetriebe über ein Ausgleichsgetriebe an der VA (VAG). Dabei fallen zusätzliche Verluste durch eine weitere Zahnradstufe an. Der Wirkungsgrad liegt bei 98.5 % [Bassner, 2011]. Der Einfluss auf den Verbrauch liegt bei 0.7 %-Punkte, wobei die zusätzliche Trägheit (Antriebswellen, VAG) mit einem sehr geringen Anteil von deutlich unter 0.1 %-Punkte im NEFZ vernachlässigbar ist. Insgesamt ergibt sich eine Verbrauchssteigerung von 0.5 %-Punkte auf 85.4 %.

Das Hybridkonzept P4/1 mit der Abkopplung der EM 100 kW bei 200 km/h hat eine CO₂-Emission von 81.8 %. Im Vergleich zum Hybridkonzept P3/1 liegt der Verbrauch um 0.3 %-Punkte höher, da die genannten Unterschiede in der EM-Positionierung (Einfluss Verluste HAG und LPV über die Straße) sowie die höheren Verluste des Anbindungsgetriebes Einfluss nehmen. P4/2 liegt aufgrund des singulären Einflusses der LPV-Verluste mit einem um 0.1 %-Punkte höheren Verbrauch nur geringfügig über P3/2.

4.1.2 Berechnung Verbrauch P2.5

Nach der Verbrauchsberechnung der Hybridkonzepte mit der EM vor und hinter dem Getriebe wird das Potential durch die getriebeinterne Elektrifizierung (Hybridkonzept P2.5, s. *Kap. 2.3.2*) kalkuliert. Als Vergleichsbasis dient das Hybridkonzept P3 mit DKG. Alle bisherigen Hybridkonzeptvergleiche basieren auf dem AT.

Konzeptbedingt ergeben sich beim P2.5 einige mögliche Varianten des Betriebspunktes der EM durch die Wahl von unterschiedlichen Gängen (vgl. auch [Getrag, 2008]), sowohl im Betrieb mit VM als auch beim E-Fahren.

¹⁵ TTR: „Through the road“

Zusätzlicher Freiheitsgrad des P2.5

Dabei ergibt sich je nach Status des TG und des VM (s. Kap. 2.3.2) eine unterschiedliche Anzahl an wählbaren Gängen für die EM. Befindet sich das Fahrzeug im Modus E-Fahren, gibt es am Beispiel eines 7-stufigen DKG sieben Möglichkeiten für die Gangwahl der EM. Ist der VM an, reduziert sich bei aktivem TG1 (TG2) die Anzahl der schaltbaren Gänge für die EM auf vier (fünf).

Betriebs-/Schaltstrategie P2.5

Das übergeordnete Ziel ist das Erreichen eines minimalen Verbrauchs und damit des maximalen Verbrauchspotentials des Hybridkonzepts P2.5. Aufgabe der Schaltstrategie ist daher die Berechnung des optimalen Gangs mit minimalen Gesamtverlusten für den Antriebsstrang.

Um aus der Anzahl an Schaltmöglichkeiten für die EM den Gang mit dem geringsten Verlust berechnen zu können, ist zunächst die Verlustleistung in jedem einzelnen Gang essentiell. Die Verlustleistung setzt sich aus der Summe der Einzelverluste der Doppelkupplung, der EM und des Getriebes zusammen (s. Abbildung 4-5).

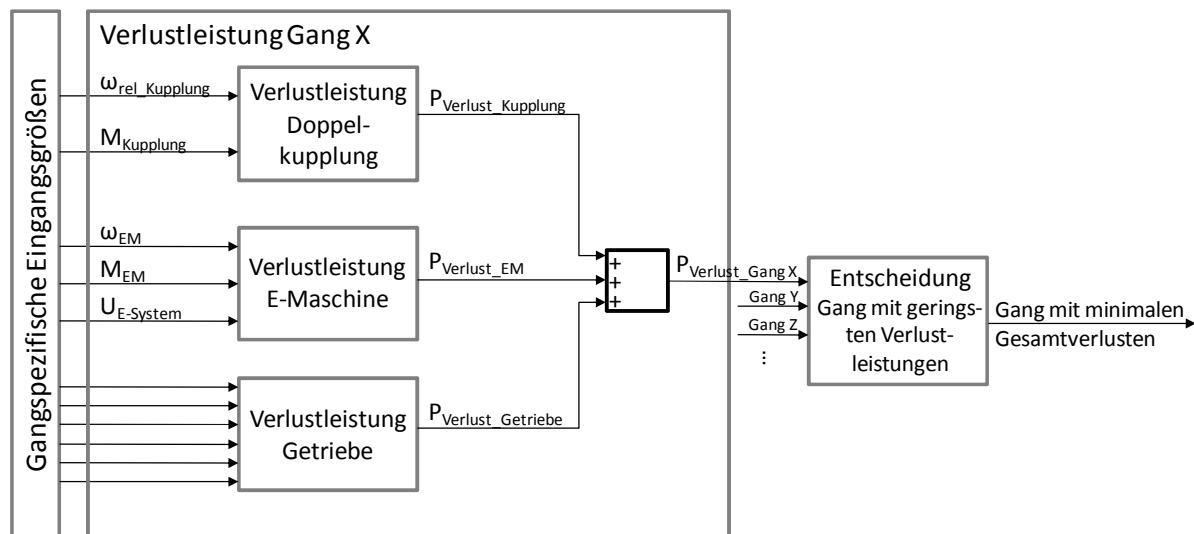


Abbildung 4-5: Verbrauchsoptimale Gangwahl der EM beim P2.5

Die Verlustleistung der Doppelkupplung berechnet sich aus der relativen Winkelgeschwindigkeit der Kupplungsscheiben und deren Verlustmoment (s. Kap. 3.1.2). Dabei werden alle Eingangsgrößen spezifisch für den jeweiligen Gang errechnet. Die EM weist ihre Verluste über die spannungsabhängigen Verlustkennfelder sowie ihren gangspezifischen Betriebspunkt (ω , M) aus. Die Modellbildung der Verlustleistungsberechnung des Getriebes ist dem Kapitel 3.1.2 zu entnehmen. Für die Parametrierung des Wirkungsgrads $\eta_{TG_inaktiv}$ (s. Kap. 2.3.2.3) werden zwei Zahneingriffe mit 98 % angenommen [HCC, 2011]. Ist der VM an und

die EM auf dem inaktiven TG, fließen in die Berechnung zusätzlich 2 % Wirkungsgradverlust zu den restlichen Getriebeverlusten mit ein, da hier im Vergleich zum konventionellen DKG zwei zusätzliche Zahnräder im Eingriff sind.

Die Betriebsstrategie wählt somit den effizientesten Gang für die EM aus und steuert dessen Schaltvorgang auf das passende TG.

Für eine physikalisch ideale Berechnung der Antriebsstrangverluste, die sich nach dem Schaltvorgang der EM in den Zielgang ergeben, wäre eine zusätzliche Abbildung des Gesamtmodells und der Verbrauchs-Betriebsstrategie in der Schaltstrategie erforderlich. Dass dieser Rechenaufwand nicht mehr praktikabel und nicht notwendig ist, zeigt folgende Ergebnisanalyse. Weil ein Schaltvorgang nur dann vorgenommen wird, wenn sich die Verluste des Antriebsstrangs reduzieren, wird die erforderliche Antriebsleistung (Fahrerwunsch) ebenfalls kleiner:

- VM an: Die LPV-Leistung ist in erster Linie SoC-abhängig (s. Kap. 2.2.4), wodurch die Korrektur des geringeren Leistungsbedarfs durch die Reduktion der VM-Leistung erfolgt.
- VM aus: Die Korrektur des geringeren Leistungsbedarfs erfolgt über die Reduktion der EM-Leistung.

Da hier lediglich die unterschiedlichen Verlustleistungen durch den Fahrregler ausgeglichen werden und diese relativ gering sind, ist auch der Zielgang unter den neuen Bedingungen nach dem Schaltvorgang der ideale. Dies zeigt sich unter anderem daran, dass die Schaltstrategie den gewählten Gang auch nach dem Schaltvorgang als den Besten einstuft. Deshalb führt diese vereinfachte Schaltstrategie zum Optimum und damit zum maximalen Verbrauchspotential, welches wie folgt quantifiziert ist.

Ergebnisse Verbrauch P2.5

Abbildung 4-6 zeigt die Gangverläufe des VM (Schaltkennlinien) und der EM (Betriebsstrategie) in einem repräsentativen Ausschnitt des NEFZ (590 s – 1180 s). Auffällig sind hierbei die hohen Gänge beim E-Fahren im niedrigen Geschwindigkeitsbereich von ca. 590 s bis 690 s. Im restlichen Verlauf sind die Gangverläufe von EM und VM sehr ähnlich, liegen aber ebenfalls im hohen Bereich. Die Summe aus den Verlusten im Antriebsstrang ist tendenziell bei niedrigen Drehzahlen und höheren Lasten am geringsten, da die wesentlichen Einflussgrößen (VM, Getriebe, EM) in diesen Betriebspunkten am effizientesten arbeiten.

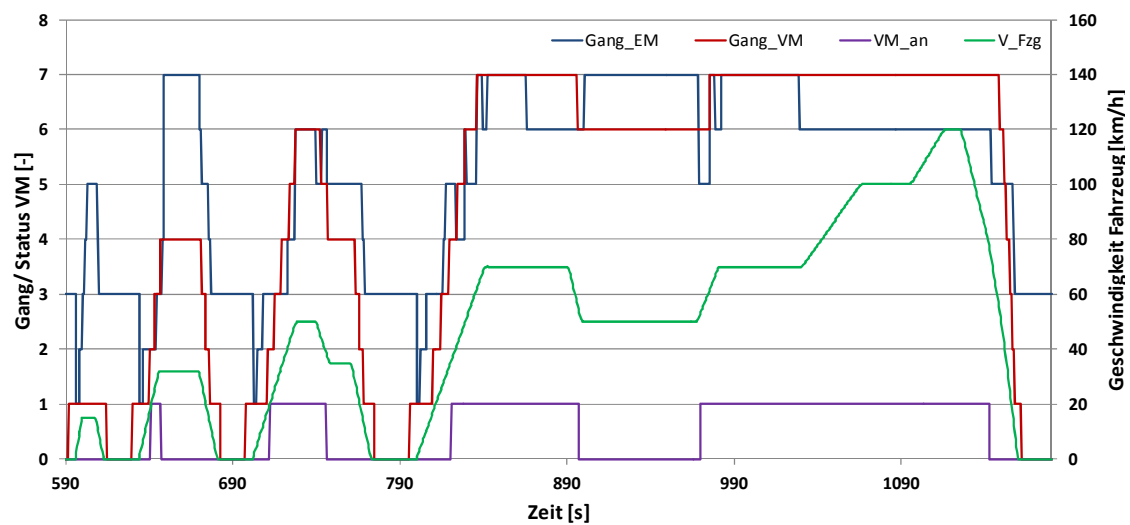


Abbildung 4-6: Gangverlauf P2.5 100 kW im NEFZ

Das Hybridkonzept P2.5 hat aufgrund der Freiheitsgrade im Getriebe die Möglichkeit, unterschiedliche Gangstufen und somit den optimalen Betriebspunkt für den Antriebsstrang zu wählen. Gegenüber dem Hybridkonzept P3 ergibt sich dadurch ein Verbrauchspotential aufgrund einer Verringerung der Antriebsverluste (s. *Abbildung 4-7* mit Status VM „an“). Diese Verbesserung macht sich lediglich im Status VM „an“ bemerkbar. Beim E-Fahren überwiegen beim P3 im Vergleich zu P2.5 die Vorteile aus den reduzierten Getriebeverlusten, da hier nur der abtriebsseitige Getriebeteil geschleppt wird. Die Vorteile aus der freien Wahl des Betriebspunkts spielen hier eine untergeordnete Rolle.

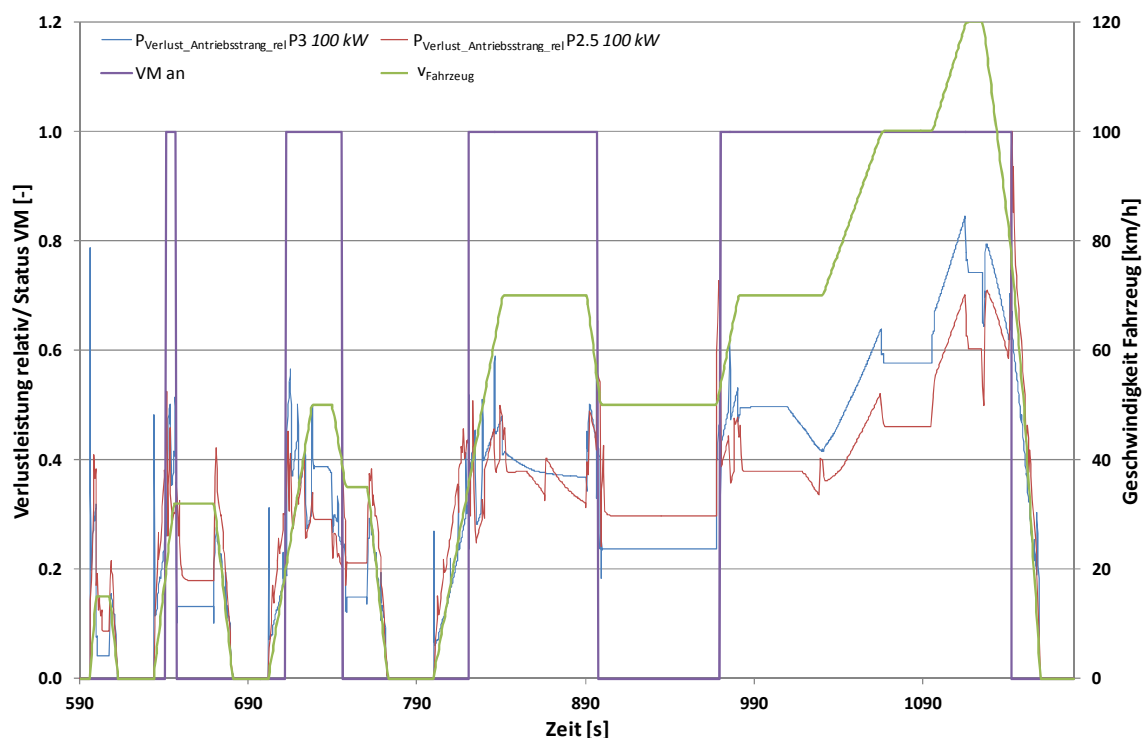


Abbildung 4-7: Verlustleistungen P2.5 100 kW und P3 100 kW im NEFZ

Insgesamt sind die mittleren Verluste des Antriebsstrangs beim P3 und P2.5 auf einem nahezu gleichwertigen Niveau. Die Auswirkung auf die CO₂-Emission zeigt die folgende Abbildung.

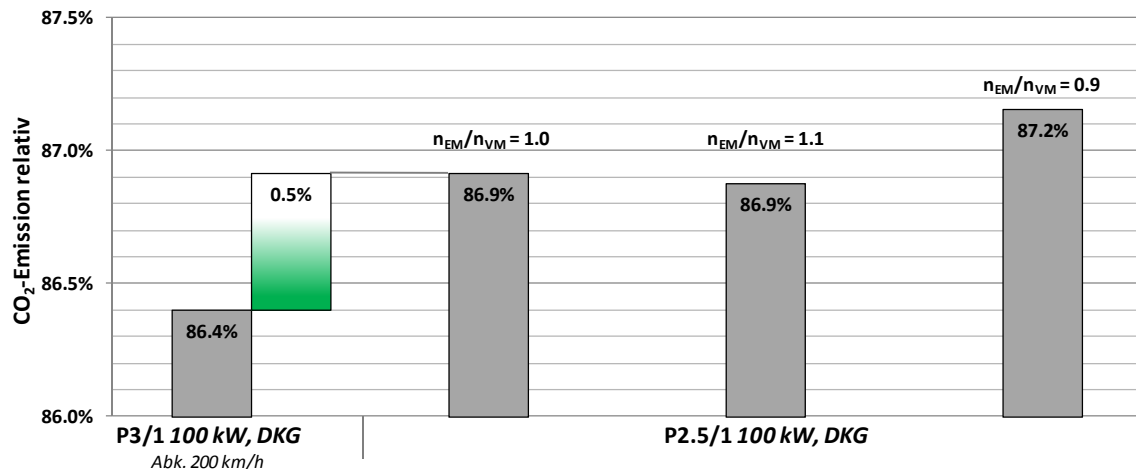


Abbildung 4-8: CO₂-Emission der Hybridkonzepte P3/1 und P2.5

Für die Bewertung der Verbrauchspotentiale der Hybridkonzepte ist es notwendig, einen Wechsel des Getriebes vorzunehmen. Der Verbrauch des Hybridkonzepts P3/1 100 kW wird hier für die Vergleichbarkeit mit dem DKG statt dem AT berechnet. Dabei erhöhen sich die CO₂-Emissionen aufgrund der getriebespezifischen Größen (Kupplungsverluste, Getriebeverluste, Getriebestufung, Schaltpunkte, Schaltvorgang) von 81.5 % auf 86.4 %.

Gegenüber dem Hybridkonzept P3 erhöht sich der Verbrauch beim P2.5 um 0.5 %-Punkte (s. *Abbildung 4-8*), da die geringen Verluste im Antriebsstrang die Effizienz beim E-Fahren positiver beeinflussen als das Reduktionspotential der Antriebsverluste durch die freie Wahl der Betriebspunkte. Mit der EM 38 kW ist die Erhöhung der CO₂-Emission mit 0.2 %-Punkte geringer, da in diesem Wirkungsgradkennfeld der optimale Bereich über ein geringes Drehzahlband vorliegt und sich somit die optimale Wahl des Betriebspunkts positiver im Verbrauch auswirkt.

Diese genannten Verbrauchsunterschiede sind mit dem Verhältnis n_{EM}/n_{VM} (s. *Kap. 2.3.2*) von Eins berechnet. Wird dieses Verhältnis in einer Sensitivitätsanalyse um 10 % zu größeren Drehzahlen der EM erhöht, bleibt der Verbrauch nahezu gleich. Eine weitere Vergrößerung ist nicht sinnvoll, vgl. *Kapitel 2.3.2*. Auch bei einer Verringerung um das gleiche Verhältnis erhöhen sich die CO₂-Emissionen mit 0.3 %-Punkte relativ gering.

4.1.3 Vergleich der Hybridkonzepte

Die *Abbildung 4-9* zeigt die jeweiligen CO₂-Emissionen der Hybridkonzepte im NEFZ. Die Berechnungen sind den beiden vorhergehenden *Kapiteln 4.1.1* und *4.1.2* zu entnehmen.

Hier werden alle Hybridkonzepte mit einer EM verglichen, da der Verbrauch aufgrund der geringeren Verluste der EM und der Anbindung niedriger ist. Alle Hybridkonzepte liegen mit ihrer Masse innerhalb einer SMK, weshalb die kleinen Massenunterschiede keinen Verbrauchseinfluss im NEFZ haben. Bei den Hybridkonzepten P3 und P4 wird die EM bei 200 km/h abgekoppelt. Gerade die EM 100 kW weist bei dieser Anbindung den geringsten Verbrauch auf und hat gegenüber der 2-Gang-Variante einen deutlich geringeren Komplexitätsgrad. Die niedrigeren Verluste und der damit verbundene hohe Wirkungsgrad dieser EM führen zu den niedrigsten CO₂-Emissionen und stellen Leistungsreserven für die Berechnungen der Längs- und Querdynamik in den folgenden Kapiteln dar. Der Verbrauchsunterschied des Hybridkonzepts P2.5/1 100 kW (DKG) gegenüber P3/1 100 kW (DKG) von 0.5 %-Punkte ist für den Vergleich der Hybridkonzepte in der folgenden Abbildung aus Gründen der Vergleichbarkeit auf das AT umgerechnet.

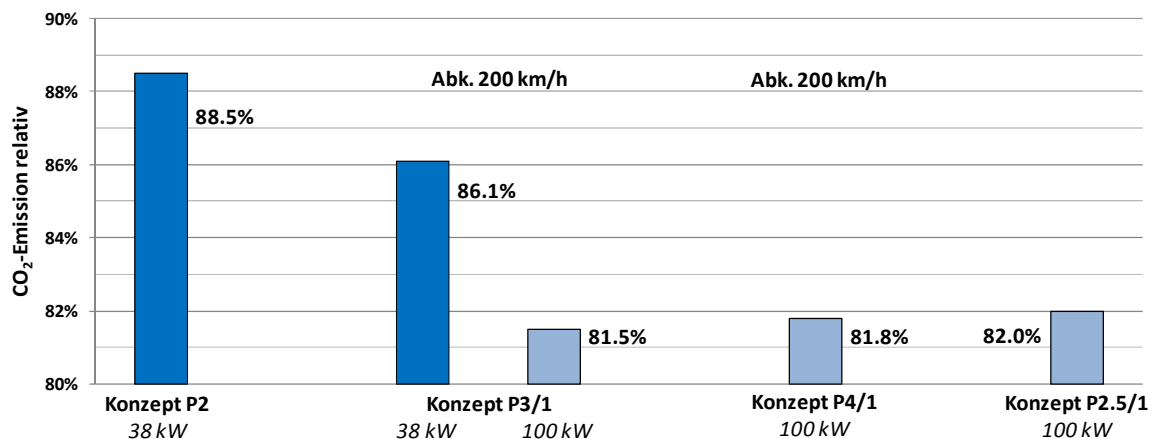


Abbildung 4-9: Vergleich der Hybridkonzepte nach CO₂-Emission

Alle betrachteten Hybridkonzepte und Konfigurationen wurden aufgrund der Vergleichbarkeit mit dem gleichen E-Speicher (P_{\max} : 38kW → für Anforderungen im NEFZ ausreichend; siehe Kap. 4.1.4) berechnet. Tendenziell haben leistungstärkere E-Speicher bei den geringen Anforderungen des NEFZ aufgrund der tendenziell niedrigeren Innenwiderstände kleinere Verluste und erhöhen somit das Verbrauchspotential der Hybridkonzepte P3/1, P4/1 und P2.5/1 mit der EM 100 kW weiter. Die drei Hybridkonzepte liegen auf einem ähnlichen Verbrauchsniveau. Die höchste Effizienz weist dabei P3/1 mit einer CO₂-Emission von 81.5 % gegenüber dem konventionellen Fahrzeug (100 %) auf.

4.1.4 Anforderung an Leistung und Energie des E-Systems

Für die Darstellung der maximalen Verbrauchspotentiale gegenüber dem konventionellen Fahrzeug muss das E-System zwei wesentliche Eigenschaften aufweisen – einerseits eine ausreichende Leistung für die zur Verfügung stehende Rekuperationsenergie beim Bremsen

im NEFZ und andererseits genügend Kapazität für die Speicherung dieser Energie, bis sie am effizientesten beim rein elektrischen Fahren ausgegeben werden kann (s. *Betriebsstrategie*, Kap. 2.2.4).

Leistung

Die minimal erforderliche Leistung der EM (generatorisch) bei diesem Fahrzeug beträgt im NEFZ für ein Rekuperationspotential¹⁶ von 100 % –31.8 kW. Mit einer mechanischen Leistung von –20.9 kW (–12.8 kW) würde das Potential immer noch 95 % (80 %) betragen. Für das elektrische Fahren reicht eine elektrische Leistung von maximal 12.9 kW (P3/1 100 kW) aus, da es bei höheren Antriebsleistungen effizienter ist, mit dem VM anzutreiben.

Energie

Der erforderliche Energieinhalt zwischen dem maximalen und dem minimalen SoC beträgt beim Hybridkonzept P3/1 100 kW 659 kJ.

Für das Erreichen der Zielsetzung in der Dynamik sind im Gegensatz zu den Anforderungen des NEFZ deutlich höhere Leistungen der elektrischen Komponenten erforderlich.

4.2 Berechnung Beschleunigung

Neben der Betrachtung des ökologischen Attributs der CO₂-Emission spielt bei einem Sportwagen auch die Längsdynamik eine unerlässliche Rolle. Die Beschleunigung des Fahrzeugs stellt einen Teil der längsdynamischen Bewertung dar, die auf zwei wichtige Größen (0 – 100 km/h und 0 – 200 km/h) beschränkt werden kann. Die Beschleunigung 0 – 100 km/h (B100) tritt sowohl im Alltag als auch auf der Rundstrecke (mögliche Ausnahmen: „Stehender Start“, „Ausfahrt aus Boxengasse“) sehr selten auf. Sie ist jedoch beim Vergleich von Sportwagen eine wichtige Bewertungsgröße, da sie einerseits im unteren Geschwindigkeitsbereich über das Traktionspotential des Fahrzeugs und im oberen Bereich über die Leistungsentfaltung des Antriebsstrangs Auskunft gibt. Zuletzt genannter Punkt hat einen wesentlichen Einfluss auf die Beschleunigung 0 – 200 km/h (B200), die in dieser Form zwar in der Realität ebenfalls unüblich ist, jedoch als Differenz zur B100 eine sowohl im Alltag als auch auf der Rundstrecke oft erlebbare Größe (100 – 200 km/h) darstellt.

¹⁶ Das Rekuperationspotential beschreibt das Verhältnis der Energie, welche die EM generatorisch beim Bremsen in das E-System einspeisen kann, zu der maximal aus der Verzögerung verfügbaren Energiemenge.

Große Auswirkungen auf die Traktion des Fahrzeugs, die auch durch das Hybridkonzept beeinflussbar sind, haben die Lage des Schwerpunkts SP und die Masse. Die stationäre und auch die dynamische Achslastverteilung variiert dabei aufgrund der Einbaulage der E-Komponenten (s. *Kap. 2.3.2*) sehr stark und hat einen dementsprechend großen Einfluss auf die Traktion des Sportwagens (s. *folgende Kapitel*). Die Berechnungen der Beschleunigung erfolgen jeweils mit einer Zusatzmasse von 200 kg, was zwei Insassen mit Zuladung entspricht. Dabei erfolgt diese Zuladung hier ohne Beeinflussung des SP. Für die möglichst realitätsnahe Berechnung der Beschleunigung, insbesondere im unteren Geschwindigkeitsbereich, bei welchem die Leistung des Antriebs ausreichend ist und der begrenzende Faktor die Reifen darstellen, ist deren Modellbildung und Parametrierung notwendig. Die längsdynamischen Eigenschaften des Reifens sind vereinfacht nach dem Modell „*Magic Tyre Formula*“ (vgl. [Milliken, 1995], [Ender, 2006]) modelliert und über achslastabhängige Kennlinien parametrisiert. Nach der Abbildung des Reifens ist die optimale Regelung seines Schlupfs für die Berechnung des Beschleunigungspotentials wichtig. Prinzipiell sind hierbei unterschiedliche Verfahren denkbar, wie zum Beispiel Drehmomenteingriffe des VM, Bremsengriffe über die Fahrdynamikregelung, Regelung des Kupplungsschlupfs oder beim Hybridfahrzeug speziell die Regelung über die EM. Letztere ist aufgrund der hohen Regelgüte sehr gut geeignet, jedoch führt auch diese Drehmomentänderung zu einer zusätzlichen Aufheizung der EM. Dadurch muss diese früher aus ihrem Overload-Bereich in den Continuous-Bereich degradieren und somit wird das Beschleunigungspotential reduziert. Aus diesem Grund und wegen der Vergleichbarkeit des P4-Konzeptes mit den anderen Hybridkonzepten wird in der Simulation im Bereich über dem idealen Schlupf das Drehmoment der EM reduziert und bei nicht Ausreichen das Rad mit der Bremse gebremst (alternativ kann auch das VM-Moment reduziert werden). Um das maximale Beschleunigungspotential des jeweiligen Hybridkonzeptes zu berechnen, ist mit der Parametrierung einer trockenen Fahrbahn zu simulieren.

Im Geschwindigkeitsbereich, in dem nicht mehr der Reifen sondern die mangelnde Leistung des Antriebs das Beschleunigungspotential begrenzt, kommt es auf eine möglichst hohe Leistung des VM und der EM an. Einfluss hat neben der Konfiguration der EM auch das Hybridkonzept, das den Drehzahlverlauf der EM bestimmt (entweder durch VM oder durch Geschwindigkeit) und die Verluste im Antrieb. Die Wahl der Schaltpunkte erfolgt nach der optimalen Zugkraft des Fahrzeugs. Nach der Modellbildung und Parametrierung ist die Validierung des Modells notwendig.

4.2.1 Validierung Längsdynamikmodell

Aus Gründen der fehlenden Verfügbarkeit sowohl des Hybrid- als auch des konventionellen Fahrzeugs wird die Validierung mit einem vergleichbaren Fahrzeug (Standardantrieb und Turbomotor mit gleichem Aufladekonzept) durchgeführt. Jedoch ist das Getriebe ein manuelles und kein AT/DKG. Auf die Qualität der Validierung hat dies keinen negativen Einfluss, da der Aufbau des Simulationsmodells sowohl in der Modellbildung als auch in der Parametrierung mit dem Realfahrzeug vergleichbar ist.

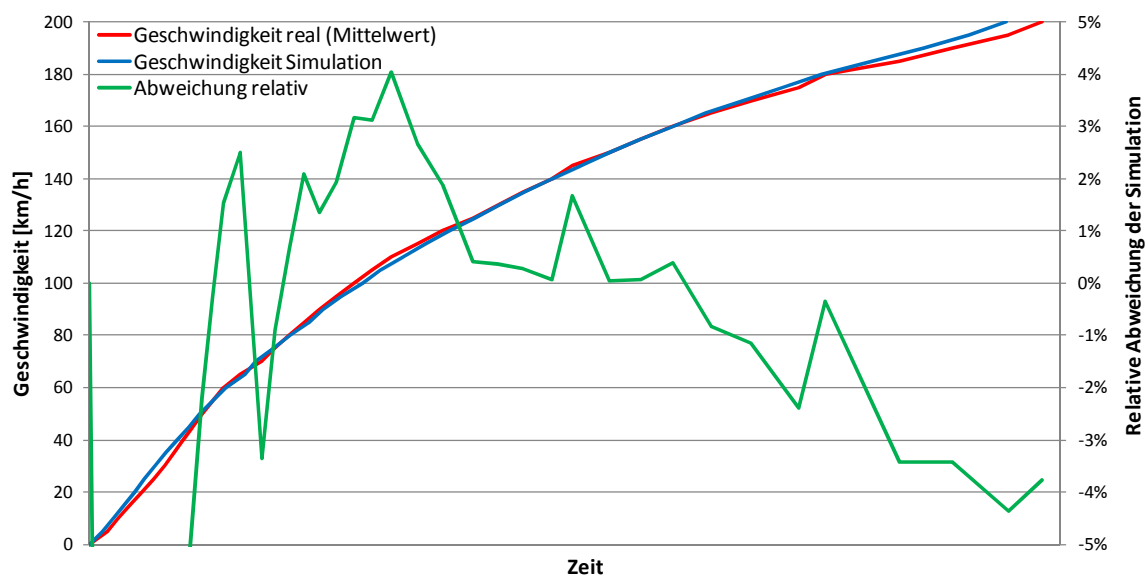


Abbildung 4-10: Validierung Beschleunigung und verbleibende Abweichung

Der Geschwindigkeitsverlauf des realen Fahrzeugs (s. *Abbildung 4-10*) ist der zeitliche Mittelwert aus fünf B200. Die Absolutwerte der Simulation und die Beschleunigungswerte des realen Fahrzeugs liegen dabei in einem akzeptablen Toleranzbereich. Bei 100 km/h (200 km/h) liegt der berechnete Wert zeitlich um 3.2 % (–3.8 %) über dem realen Wert. Die Abweichungen bis 40 km/h resultieren aus der nicht idealen Regelung des Radschlupfs, da der Fahrer ohne Regelungshilfe (hier beim manuellen Getriebe der Fall) nur bedingt reproduzierbar im idealen Schlupfbereich des Reifens anfahren kann. Im oberen Geschwindigkeitsbereich gibt es leichte Abweichungen, weil die Aerodynamikparameter des Modells z. B. keine Durchströmungen des Motorraums für dessen Kühlung berücksichtigen.

Diese insgesamt geringen Abweichungen werden weiter auf ein Minimum reduziert, da nachfolgende Bewertungen auf Differenz-Berechnungen beruhen und sich der verbleibende Fehler somit größtenteils aufhebt (derselbe Fehler in Minuend und Subtrahend). Er ist daher insgesamt vernachlässigbar.

Bei den folgenden Beschleunigungssimulationen wird der Aufbau und Erhalt des Ladedrucks (Instationärverhalten Turbomotor) und somit der Aufbau des Drehmoments als linear (Saug-

motor) angenommen. Aufgrund der Schaltvorgänge ohne Zugkraftunterbrechung und somit ohne nennenswerten Abfall des Ladedrucks ist diese Annahme bei der Beschleunigung sinnvoll. Beim Anfahren begrenzt die Kraftübertragung des Reifens und nicht die Antriebsleistung das Beschleunigungspotential des Fahrzeugs, weshalb auch hier mit dem linearen Aufbau des VM-Drehmoments gerechnet werden kann.

4.2.2 Beschleunigung Hybridkonzept P2

Die Vergleichsbasis folgender Beschleunigungsberechnungen bildet, wie auch bei der Verbrauchsbewertung, das konventionelle Fahrzeug. Der Unterschied hierbei liegt in der Darstellung der Ergebnisse, da diese nicht mehr relativ sondern als Differenz zum konventionellen Fahrzeug angegeben werden. Die Ergebnisse werden folgend auf 5/100 s gerundet.

Die *Abbildung 4-11* zeigt die Beschleunigung des konventionellen Fahrzeugs mit der Masse des P2 38 kW, welche bei der B100 mit 0.1 s und bei der B200 mit 0.85 s das Mehrgewicht des Hybrid quantifiziert. Wird auch der SP_x an den P2 38 kW angepasst, so kann die erhöhte HA-Last die Traktion minimal verbessern.

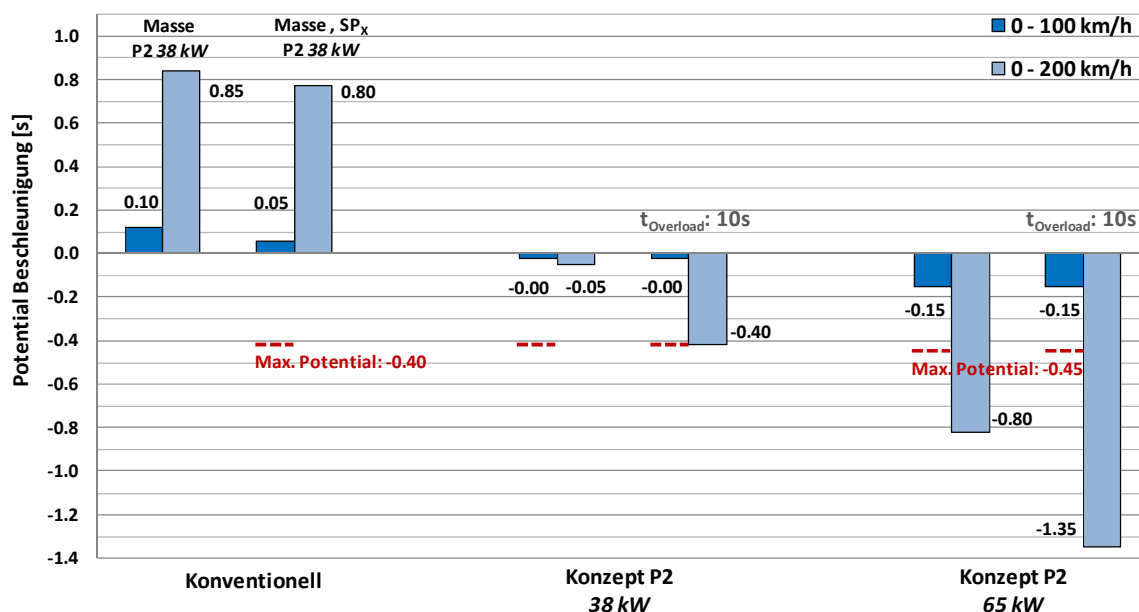


Abbildung 4-11: Potential Beschleunigung Hybridkonzept P2

Für die Bewertung der maximalen Beschleunigungspotentiale werden die Hybridkonzepte mit ihrer entsprechenden Masse und Achslastverteilung berechnet, jedoch ist die Antriebsleistung zu jedem Zeitpunkt so hoch gewählt, dass der begrenzende Faktor die mangelnde Traktion der Reifen darstellt. So ist die maximale B100 (B200) beim Konventionellen –0.30 s (–5.60 s) und –0.40 s (–5.85 s) beim P2 38 kW. Durch die geringe Leistung der EM ist beim P2 38 kW lediglich möglich das Mehrgewicht zu kompensieren. Das hat eine fast identische

Beschleunigung im Vergleich zum konventionellen Fahrzeug zur Folge. Eine Erhöhung der EM-Leistung auf 65 kW kann das Fahrzeug in -0.15 s (-0.80 s) auf 100 km/h (200 km/h) beschleunigen und somit bereits das konventionelle Fahrzeug leicht unterbieten. Mit einer um 5 s auf 10 s erhöhten t_{Overload} sind bei der B200 deutliche Verbesserungen möglich. Das soll zeigen, dass der interne Wärmestrom der EM vom Rotor zum Stator weiter optimiert werden soll (limitiert t_{Overload}).

4.2.3 Beschleunigung der Hybridkonzepte P3 und P4

Die folgende Abbildung zeigt die konzeptspezifischen Unterschiede von P2 und P3 bei der Leistungsabgabe der EM aufgrund der verschiedenen Drehzahlabhängigkeiten. So ist die Drehzahl bei der Berechnung des Beschleunigungspotentials beim P2 vom VM und nicht wie beim P3 von der Geschwindigkeit des Fahrzeugs und dessen Übersetzungsauslegung abhängig.

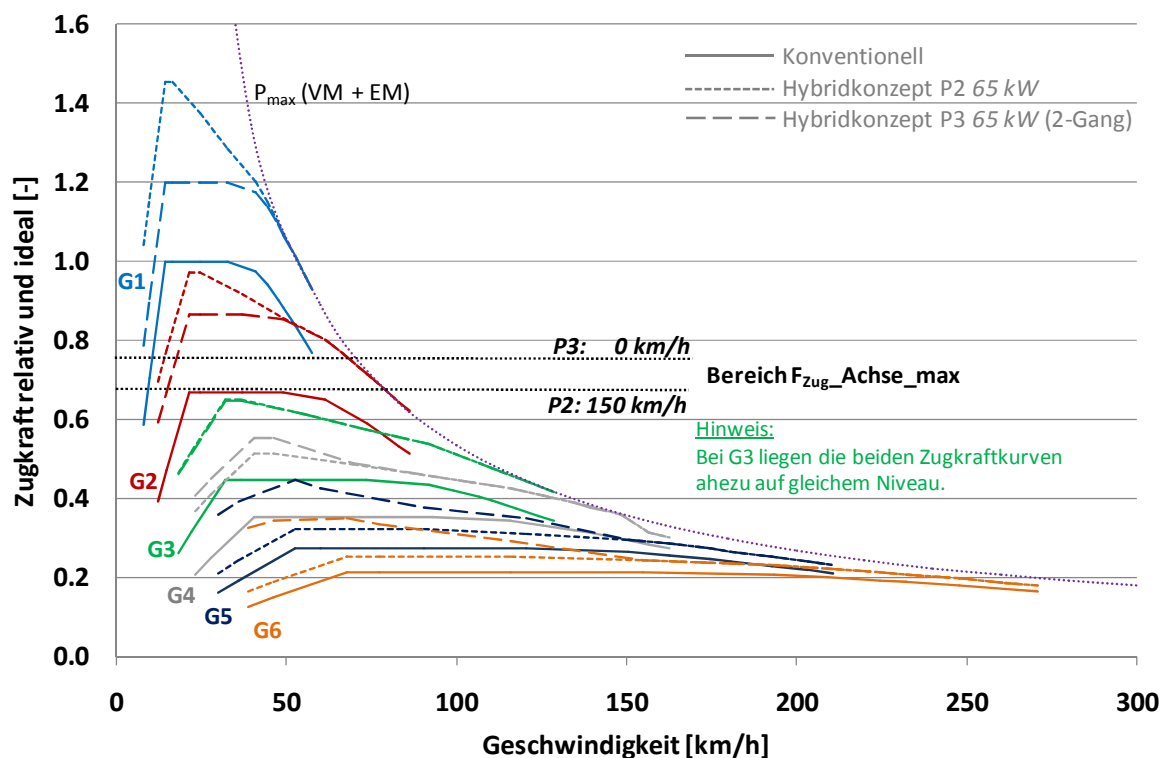


Abbildung 4-12: Zugkraft der Hybridkonzepte P2 und P3 mit EM 65 kW

In der *Abbildung 4-12* sind aus Gründen der Übersichtlichkeit nur sechs von acht Gangstufen dargestellt. Hierbei wird deutlich, dass die Zugkraft in den Gängen Eins und Zwei beim Hybridkonzept P2 deutlich über P3 liegt. Jedoch ist die gemeinsame Zugkraft des VM und der EM höher, als die übertragbare Zugkraft durch die Reifen der HA. Sie kann somit nicht vollständig für die Beschleunigung genutzt werden. Ab der Gangstufe Vier ist die Zugkraft im unteren bis mittleren Geschwindigkeitsbereich beim P3 höher und nähert sich darüber dem

des P2 von oben an. Dieser Vorteil wirkt sich in der Beschleunigung nur minimal aus, da die optimalen Schaltpunkte bei höheren Drehzahlen und daher im Bereich gleicher Zugkräfte (P2 und P3) liegen. Die Berechnung mit gleicher Masse und SP beider Konzepte führt jedoch bei der B100 (B200) zu -0.25 s (-1.20 s) beim P3 anstatt -0.15 s (-0.80 s) beim P2. Die kürzere Beschleunigungszeit des P3 ist vielmehr in den geringeren Getriebeverlusten und in der Tatsache begründet, dass hier im Gegensatz zum P2 während des Schaltvorganges bei der EM kein Drehmoment reduziert werden muss (Leistungsfluss EM beim P3 nicht durch Getriebe).

Der Vorteil der besseren Zugkraftcharakteristik des P3 kommt im Bereich des Durchzugs zum Tragen (z. B. $80 - 120$ km/h im Gang 6), ist jedoch hier nicht quantifiziert.

In *Abbildung 4-13* sind die verschiedenen Konfigurationen und die unterschiedlichen Anbindungen der EM an den Antriebsstrang beim Hybridkonzept P3 mit einer und zwei EM dargestellt.

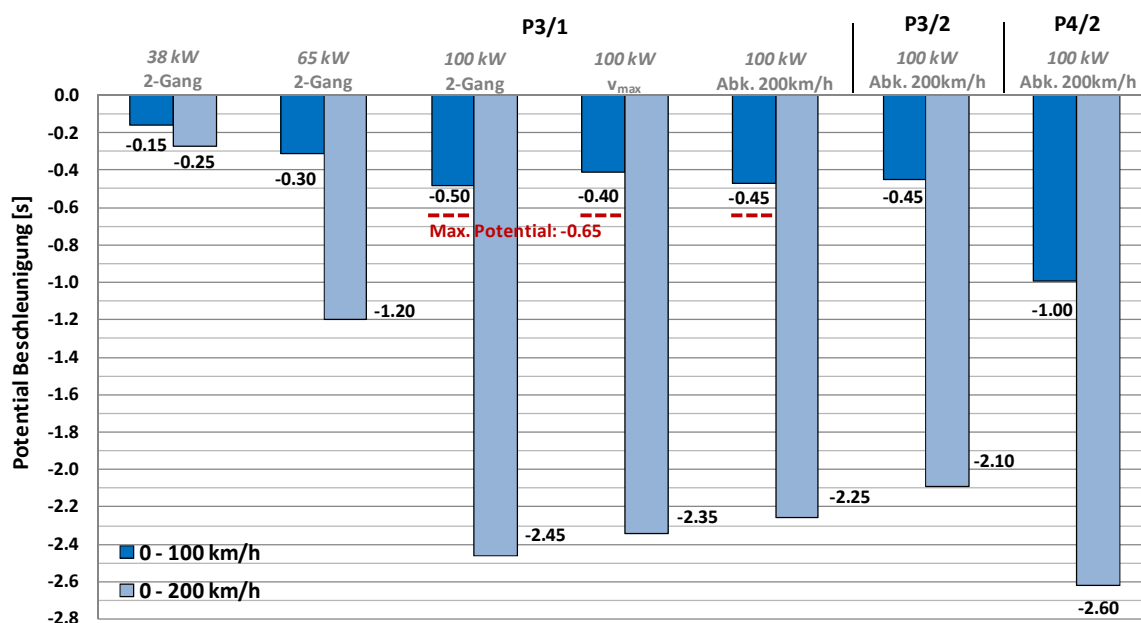


Abbildung 4-13: Beschleunigungspotential Hybridkonzept P3 und P4

Die oben genannten Vorteile des P3 gegenüber P2 wirken sich mit der spezifischen Achslastverteilung noch positiver auf die Beschleunigungswerte aus und führen mit der EM 38 kW bei B100 zu einer Verbesserung um -0.15 s. Je höher die EM-Leistung, desto besser sind auch die Beschleunigungszeiten und die Traktion (Mehrgewicht EM) des Fahrzeugs. Das maximale Beschleunigungspotential ist bei P3/1 100 kW -0.65 s und kann mit -0.50 s bei der 2-Gang-Anbindung nahezu ausgeschöpft werden. Dabei reicht die Leistung bis ca. 75 km/h aus, um bei optimaler Schlupfregelung das Traktionspotential der Reifen maximal auszunutzen. Die Abkopplung bei 200 km/h weist bei B200 mit 2 EM mit -2.10 s aufgrund

der höheren Verluste der beiden EM und der Anbindung einen minimal geringeren Wert auf. Insgesamt liegen die unterschiedlichen Anbindungen des Hybridkonzepts P3 auf einem vergleichbaren Beschleunigungsniveau.

Durch die zusätzliche Antriebsachse des P4/2 wird das Beschleunigungspotential deutlich erhöht. Die B100 (B200) ist mit -1.00 s (-2.60 s) im Vergleich zu P3/2 um ca. 0.5 s kürzer. Der Traktionsvorteil liegt bei niedrigeren Reibwerten (Nässe, Schnee, Eis) noch höher.

4.2.4 Beschleunigung Hybridkonzept P2.5

Der Vorteil des Hybridkonzepts P2.5 liegt im Freiheitsgrad bei der Wahl der Übersetzung der EM (s. auch Kap. 4.1.2). Dabei gibt es bei aktivem TG1 (TG2) vier (fünf) Auswahl-Möglichkeiten für die EM.

Die Schaltstrategie (s. Abbildung 4-14) der Beschleunigung unterscheidet sich dabei von der verbrauchsoptimalen Logik. Hier wird für den jeweiligen Gang die maximal mögliche mechanische Leistung der EM abzüglich der zusätzlichen Getriebeverluste durch die EM und die Doppelkupplung berechnet. Dies entspricht der resultierenden Leistung der EM am Getriebeausgang. In der Betriebsstrategie wird durch die Entscheidungslogik der Gang mit der maximalen Leistung ausgewählt.

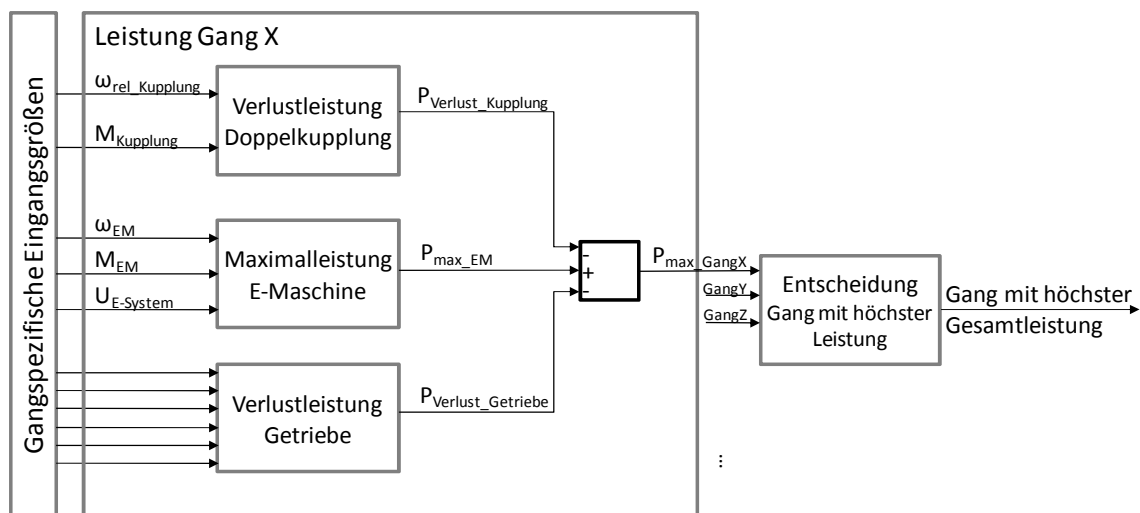


Abbildung 4-14: Leistungsoptimale Gangwahl der EM des P2.5

Die Berechnung der Verlustleistung in der Doppelkupplung ist in Kapitel 4.1.2 aufgeführt. Die Maximalleistung der EM berechnet sich in Abhängigkeit der gangspezifischen Drehzahl, der Spannung des E-Systems und des maximalen Drehmoments. Letzteres berechnet sich aus der tatsächlichen Aufheizrate $EM_{Integrator}$ (s. Kap. 2.2.2) und der dadurch initiierten Begrenzung des Drehmoments in Continuous und Overload.

Für die Vergleichbarkeit der Hybridkonzepte wird analog zur Verbrauchsberechnung (siehe Kap. 4.1.2) vom AT auf das DKG gewechselt. Dabei ändern sich lediglich die getriebespezifischen Größen (Kupplung, Verluste, Schaltpunkte, Getriebestufung) und die Applikation des Schaltvorgangs. Das Hybridkonzept P3/1 100 kW ist somit mit DKG bei B100 (B200) um -0.07 s (-0.25 s) schneller als mit dem AT.

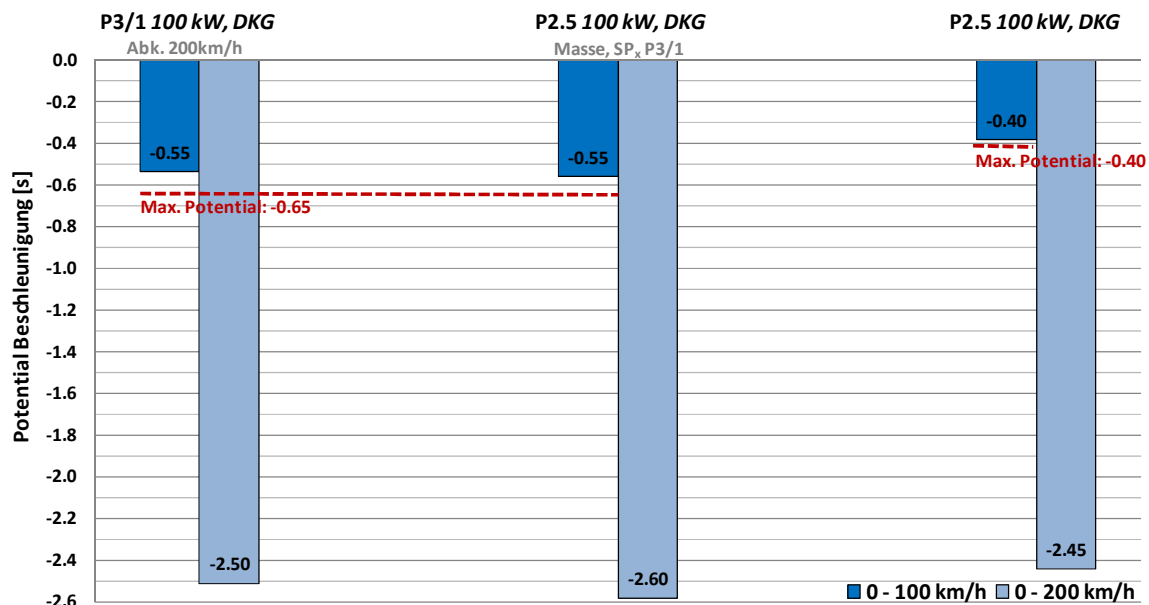


Abbildung 4-15: Beschleunigung Hybridkonzept P2.5 mit DKG

Die Wahl des EM-Betriebspunkts ermöglicht gerade beim Hybridkonzept P2.5 und bei niedrigen Geschwindigkeiten, dass Bereiche im EM-Kennfeld (Drehzahl, Drehmoment) gewählt werden können, die über der „Eck-Drehzahl“ und somit im Bereich der maximalen Leistung der EM liegen. Das Hybridkonzept P2.5 mit der Masse und SP_x des P3/1 kann bei B100 nur marginal schneller beschleunigen als P3/1 (Verbesserung > -0.05 s). Der Zugewinn an Beschleunigungspotential ist vernachlässigbar. Aufgrund der frontlastigeren Achslastverteilung des P2.5 ist die B100 mit -0.40 s um 0.15 s langsamer als P3/1. Die B200 liegt mit -2.45 s fast auf gleichem Niveau. Die Beschleunigung von $100 - 200$ km/h ist dabei um -0.10 s schneller als P3/1, was im Wesentlichen an der minimal höheren resultierenden Leistung der EM aufgrund des Freiheitsgrads „Gangwahl der EM“ liegt. Der Traktionsvorteil des P3/1 gegenüber dem P2.5 ist in diesem Geschwindigkeitsbereich ohne Querbeschleunigung nicht mehr vorhanden.

4.2.5 Fazit Beschleunigung

Die Konfiguration mit einer Leistung von 100 kW erzielt mit deutlichem Abstand die schnellsten Beschleunigungen. Der *Abbildung 4-11* ist ebenfalls zu entnehmen, dass eine längere

t_{Overload} das Beschleunigungspotential von 0 – 200 km/h deutlich erhöhen kann. In Bezug auf die Beschleunigungszeiten ist folglich eine weitere Optimierung der Wärmeabfuhr der EM und somit die Erhöhung der t_{Overload} zielführend und anzustreben.

Das Hybridkonzept P4 weist aufgrund der zusätzlich angetriebenen VA (elektrischer Allrad) die kürzesten Beschleunigungszeiten auf (B100/B200: –1.00 s/–2.60 s). Wirken sowohl VM als auch EM auf die HA, so ist das Beschleunigungspotential des P3 aufgrund seiner Achslastverteilung am höchsten. Das maximale theoretische Beschleunigungspotential B100 liegt hierbei mit –0.65 s am niedrigsten und kann mit der 2-Gang-Anbindung und –0.50 s knapp erreicht werden. Auch die beiden weiteren Anbindungen v_{max} und Abkopplung 200 km/h liegen nur auf einem minimal niedrigeren Niveau. Die Anzahl der EM bei den achsnahen Antrieben P3 und P4 wirkt sich kaum auf die Beschleunigungszeiten aus. Jedoch haben zwei EM aufgrund der höheren Anbindungsverluste und des niedrigeren Gesamtwirkungsgrads bei B200 leichte Potentialnachteile.

Der Energiebedarf für die B200 beträgt am Beispiel des P3/1 100 kW 952 kJ. Diese Energiemenge kann je nach anschließendem Fahrerwunsch entweder im Falle einer Verzögerung durch Rekuperation oder bei Geschwindigkeiten unter 200 km/h und VM-Teillast mit LPV generiert werden. Bei der Annahme eines möglichst ungünstigen Fahrszenariums für den E-Speicher von drei B200 mit drei direkt folgenden maximalen Verzögerungen (Annahme: Laden des E-Speichers mit 50 kW¹⁷) ist ein E-Speicher mit einem minimal nutzbaren Energieinhalt von 2150 kJ notwendig.

4.3 Berechnung Instationärverhalten

Der zweite wesentliche Teil der Längsdynamik ist, neben der Beschleunigung, die positive Beeinflussung des Instationärverhaltens beim VM. Nachdem die EM bei der Beschleunigung den Bereich über der Vollast des VM verbessert ($EM_{\text{Overboost}}$), wird hier der Drehmomentaufbau zwischen dem Start-Betriebspunkt und dem maximalen stationären Drehmoment des VM optimiert (EM_{Boost}). Gerade bei hoch aufgeladenen¹⁸ Turbomotoren ist dieser Instationärbereich für das Fahrverhalten des Sportwagens als kritisch zu betrachten (s. Kap. 2.1.2). Für eine sinnvolle Bewertung des Instationärverhaltens werden zunächst Fahrprofile definiert.

¹⁷ Betrieb der EM im Continuous-Bereich (generatorisch), um die EM abkühlen zu lassen.

¹⁸ Hoch aufgeladene Otto-Turbomotoren haben eine spezifische Leistung im Bereich von 100 kW pro Liter Hubraum und darüber [BMW M, 2011].

4.3.1 Definition der Fahrprofile

Die Ziele bei der Auswahl der Fahrprofile sind einerseits die Erfassung von kritischen Fahrmanövern für den Instationärbetrieb des VM und andererseits die Darstellung von Situationen, die im realen Betrieb des Sportwagens auftreten.

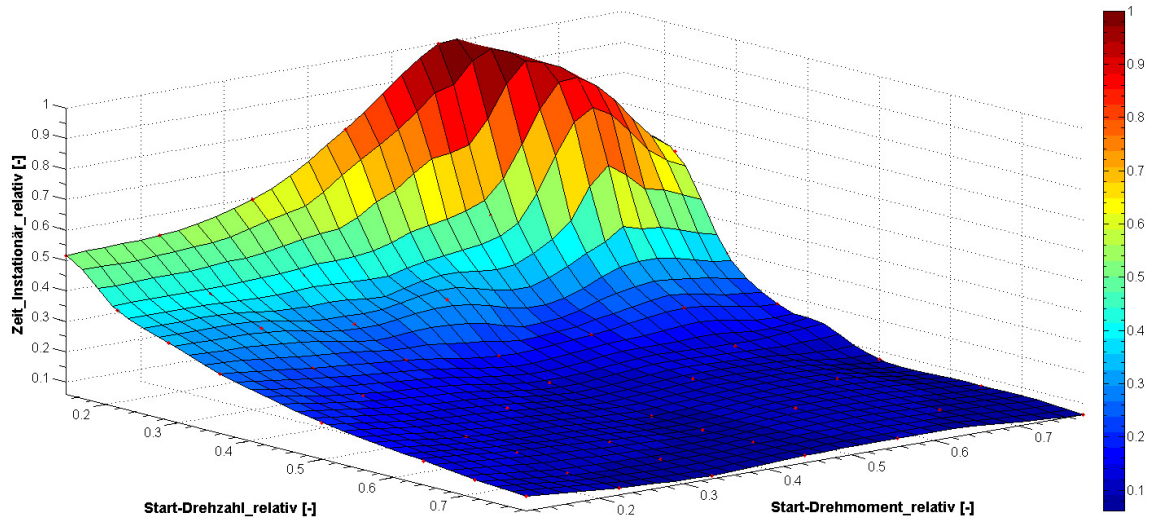


Abbildung 4-16: Zeit bis Vollast in Abhängigkeit des VM-Betriebspunkts (vgl. [Leppert, 2011])

Hohe Anforderungen stellen dabei Start-Betriebspunkte des VM mit geringen Drehzahlen und großen Drehmomenten dar (s. *Abbildung 4-16*). Die Ursache liegt hierbei in den kleinen resultierenden Drehzahlgradienten nach der Lasteinleitung aufgrund des hohen Startdrehmoments (hoher Fahrwiderstand) und der damit verbundenen geringen Beschleunigung. Ebenso führt auch die niedrige Startdrehzahl zu hohen Ansprechzeiten, da der kleine Abgasmassenstrom und das geringe Enthalpiegefälle [Schmalzl, 2006] durch die Turbine des ATL zu einer geringen Energie im Abgas führen [Basshuysen, 2007]. Gerade bei verbrauchsoptimaler Fahrweise können im Alltag jedoch genau diese Start-Betriebspunkte auftreten.

Im Gegensatz dazu liegen die Betriebspunkte auf der Rennstrecke aufgrund des hohen Leistungsbedarfs im mittleren bis maximalen Drehzahlbereich. Deshalb kann die sportliche Fahrweise trotz der geringen Ansprechzeiten zu einer hohen Leistungsanforderung an das elektrische System des Hybridfahrzeugs führen.

Zur Definition der Fahrprofile werden die Start-Betriebspunkte im Folgenden in der Drehzahl, dem Gang und der Fahrzeuggeschwindigkeit beschrieben und in die Kategorien „Alltag“ und „Rennstrecke“ eingeteilt:

Alltag

Zwei bewährte Fahrprofile für die Bewertung des Instationärverhaltens der BMW AG dienen dabei als Grundlage für die Bewertung des Hybridfahrzeugs im Alltag. Ein Abbiegevorgang wird in Fahrprofil A1 bei einer relativen Drehzahl von 0.20 im Gang 2 definiert. Eine aufgrund des geringeren Drehzahlgradienten kritischere Anforderung stellt das Fahrprofil A2 mit der relativen Drehzahl von 0.20 und Gang 4 dar und beschreibt eine Beschleunigung an einer von rot auf grün umschaltenden Ampel im laufenden Verkehrsfluss („Change of Mind“):

- A1: $n_{VM_rel} = 0.20$; Gang = 2; ($v = 18 \text{ km/h}$).
- A2: $n_{VM_rel} = 0.20$; Gang = 4; ($v = 35 \text{ km/h}$).

Rennstrecke

Die Auswahl der Fahrprofile mit hohen VM-Leistungen erfolgt auf der „Nürburgring Nordschleife“, da diese aufgrund der anspruchsvollen und vielseitigen Streckenführung sehr hohe Anforderungen an die Sportwagen stellt. Die Definition der Fahrmanöver erfolgt mit BMW-Testingenieuren auf der Rennstrecke, die gerade in den folgenden beiden Profilen ein besseres Ansprechverhalten fordern. In diesen Fahrsituationen würden eine präzisere Umsetzung des Fahrwunschs und ein verbessertes Beschleunigungspotential gegenüber dem konventionellen Fahrzeug zu besseren Fahreigenschaften führen [Metko, 2010]. Die Drehzahl und die Gangstufe in den Kurven „Schwalbenschwanz“ und „Klostertal“ sind in den Fahrprofilen R1 und R2 beschrieben:

- R1: $n_{VM_rel} = 0.53$; Gang = 6; ($v = 155 \text{ km/h}$).
- R2: $n_{VM_rel} = 0.79$; Gang = 5; ($v = 180 \text{ km/h}$).

4.3.2 Validierung des Simulationsmodells

Die Validierung der Modelle und der Parametrierungen des Instationärverhaltens [Leppert, 2011] erfolgt anhand dreier ausgewählter Fahrprofile mit kleinen relativen Start-Drehzahlen (0.13, 0.20), da hierbei die Ansprechzeiten am höchsten sind. Somit können sich Abweichungen der Simulation vom Realfahrzeug am besten detektieren lassen.

Aus Gründen der fehlenden Verfügbarkeit des VM im Fahrzeug wird diese Validierung mit identischem VM (Hardware), jedoch verschiedener Applikation durchgeführt. Die unterschiedliche Applikation beruht auf zwei Tatsachen: Einerseits ist der Gradient beim Drehmomentaufbau des VM im saugmotorischen Bereich auf dem Prüfstand nicht begrenzt und somit schneller und andererseits ist die Regelung des Ladedrucks aus Komfortgründen im aufgeladenen Bereich geglättet (Gradient annähernd konstant).

Bezüglich des Drehmomentaufbaus ergeben sich daher ebenfalls leichte Unterschiede. Am Beispiel des Fahrprofils A1 lässt sich die Güte der Simulation bewerten, die bei allen drei Profilen nahezu identisch ist. *Abbildung 4-17* zeigt diesen Drehmomentverlauf des VM im Fahrzeug und in der Simulation. Im Vergleich zum Realfahrzeug weist die Berechnung einen steileren Drehmomentanstieg im saugmotorischen Bereich auf (Bereich 1), da sich hier die dämpfenden Maßnahmen in der fahrzeugspezifischen VM-Applikation bemerkbar machen. Im Gegensatz zu den Versuchen am Prüfstand (Parametrierungsdaten für die Simulation) ist der Drehmomentaufbau im Fahrzeug aus Komfort- und Bauteilschutzgründen langsamer (Lastschlagdämpfung, Filterung zur Reduzierung der Schwingungen im Antriebsstrang etc.).

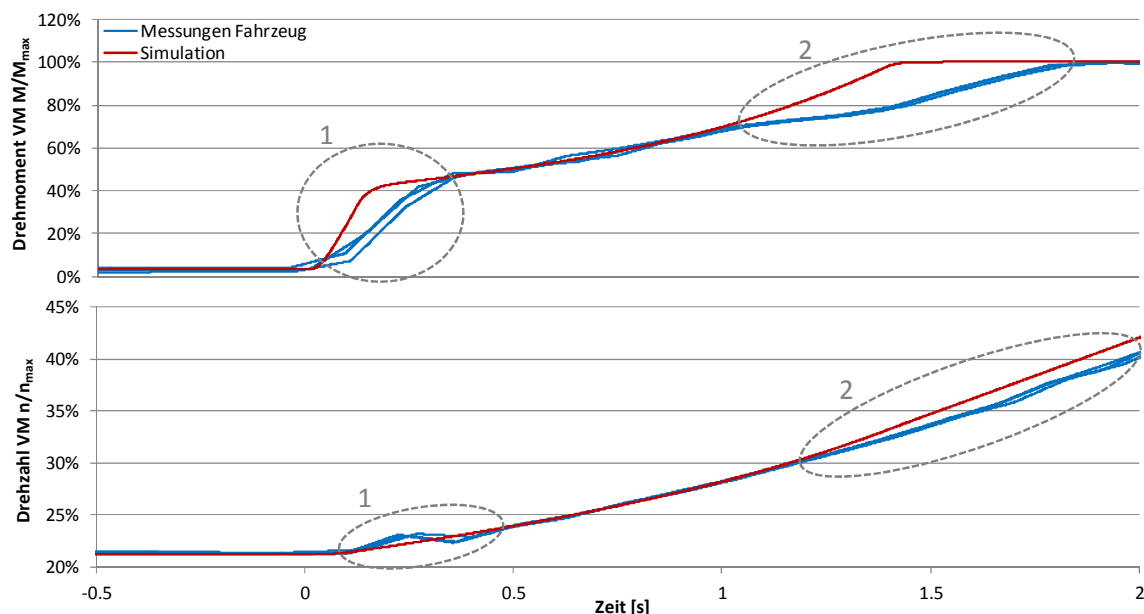


Abbildung 4-17: Drehmomentverlauf der Validierung mit Fahrprofil A1

Im Bereich 2 unterscheidet sich der Drehmomentaufbau der Simulation von den Fahrzeugmessungen. Mit dem Ziel eines komfortablen und geglätteten Übergangs vom Instationär- in den Volllastbereich wird der Ladedruck einem möglichst konstanten Aufbau-Gradienten angenähert. Die Simulation zeigt das gesamte Potential dieses VM im Instationärbereich auf und führt dadurch gegen Ende des aufgeladenen Bereichs zu einem höheren Drehmoment. Folglich kann das Fahrzeug in der Simulation besser beschleunigen, wodurch der Verlauf der VM-Drehzahl in der Simulation über dem des Realfahrzeugs liegt. Im Bereich 2 sind Drehzahlschwingungen des Antriebsstrangs im Realfahrzeug sichtbar, welche in der Regel nicht spürbar sind. Sie haben auf die folgenden Bewertungen keinen Einfluss.

Im Hinblick auf die Verbesserung des Instationärverhaltens durch das Hybridsystem soll der VM als Grundlage optimal in Bezug auf die Dynamik appliziert sein (Dynamikpotential soll ausgenutzt werden). Daher ist der Drehmomentanstieg der Simulation (rote Kurve) für die folgenden Bewertungen sehr gut geeignet.

Der Abgleich des VM mit der Fahrzeugapplikation war am Prüfstand aus Gründen der zeitlichen Verfügbarkeit nicht mehr möglich. Da die unterschiedlichen Drehmomentverläufe in der *Abbildung 4-17* auf die verschiedenen Applikationsstände zurückzuführen sind, können die Simulationsergebnisse für die realitätsnahe Bewertung der Hybridpotentiale verwendet werden.

4.3.3 Anforderungen an E-Komponenten

Für die vollständige Erreichung der Zielsetzung des Instationärverhaltens muss das E-System über die gesamte Boost-Zeit (t_{Boost}) das im Folgenden geforderte Drehmoment, damit die Leistung und die entsprechende Energiemenge abgeben können.

Drehmoment und Leistung

Das geforderte Drehmoment und die Drehzahl beziehen sich dabei aus Gründen der Vergleichbarkeit jeweils auf denselben Bezugspunkt „Getriebeeingang“. *Abbildung 4-18* zeigt die relative Drehmomentanforderung in Abhängigkeit der Drehzahl in den vier Fahrprofilen. Dabei wird deutlich, dass die Fahrprofile des Alltags bei relativen Drehzahlen von 0.25 (A1) und 0.23 (A2) mit 0.65 und 0.60 den größten Drehmomentbedarf aufweisen.

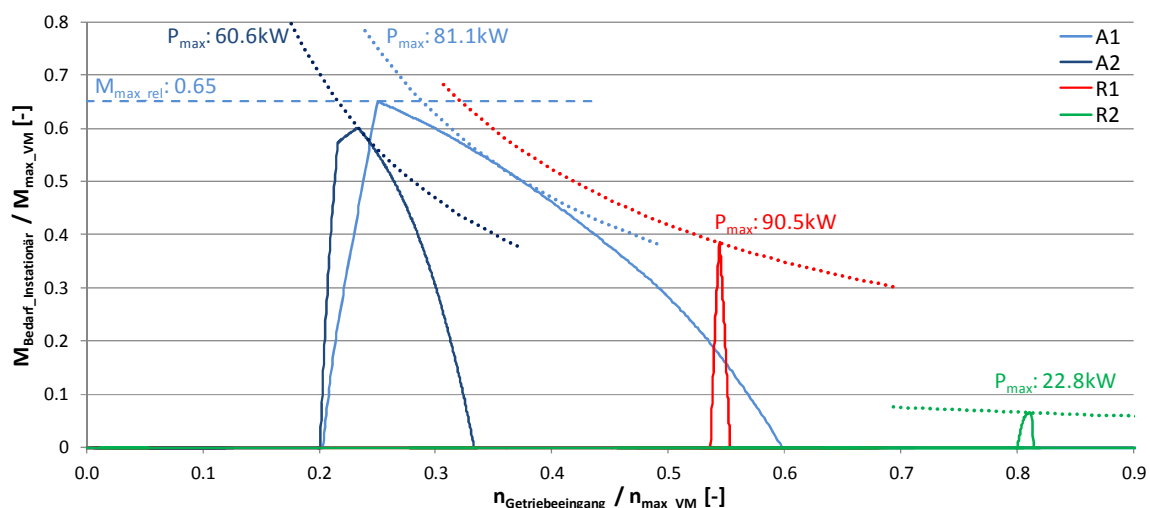


Abbildung 4-18: Drehmomentanforderung an EM im Instationärbetrieb des VM

Die Anforderungen bezüglich der maximalen Leistung liegen im Alltag bei relativen Drehzahlen von 0.36 und 0.23 und entsprechenden Leistungen von 81.1 kW und 60.6 kW. Aufgrund der höheren Drehzahl (0.54) tritt die höchste Boost-Leistung von 90.5 kW auf der Rennstrecke mit dem Fahrprofil R1 auf. R2 benötigt lediglich 22.8 kW und ist somit die unkritischste Fahraufgabe. Legt man die Charakteristik einer idealen EM am Beispiel des Hybridkonzepts P2 für ein optimales Instationärverhalten aus, so ist das maximale Drehmoment von 0.65 bis zur Eckdrehzahl von ca. 0.32 erforderlich, um dann im höheren Drehzahlbereich

mit einer konstanten mechanischen Leistung von 90.5 kW die Fahrprofile auf der Rennstrecke im Instationärbereich des VM zu unterstützen.

Boostzeit Δt_{Boost} und Boostenergie ΔE_{Boost}

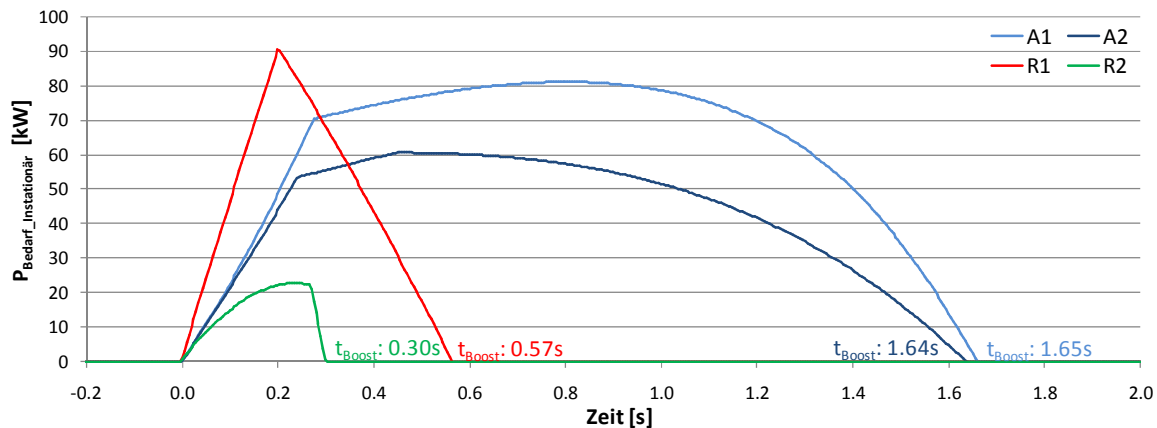


Abbildung 4-19: Leistungsanforderung an EM im Instationärbetrieb des VM

Der wesentliche Unterschied zwischen den Anforderungen der Fahrprofile des Alltags und der Rennstrecke ist die aufgrund der geringen Drehzahl und des kleinen Drehzahlgradienten beim VM wesentlich höhere Boostzeit t_{Boost} (s. *Abbildung 4-19*) bei A1 und A2 (ca. 1.65 s).

Der Bedarf an elektrischer Energie (E-Speicher) ist durch die hohe Boostzeit und den großen Leistungsbedarf bei den Fahrprofilen des Alltags am höchsten (A1: 123 kJ; A2: 83 kJ). R1 und R2 liegen mit 30 kJ und 6 kJ auf einem deutlich geringeren Niveau.

4.3.4 Bewertung der Hybridkonzepte

In diesem Kapitel werden die Einflüsse der Hybridkonzepte und Konfigurationen des E-Systems auf das Instationärverhalten des Hybridfahrzeugs berechnet. Die EM 38 kW ist zwar für die Anforderungen des Verbrauchs im NEFZ ausreichend (s. *Kap. 4.1.4*), jedoch kann diese Leistungsstufe bei der Beschleunigung lediglich minimale Zeitverbesserungen bewirken. Desweiteren liegt der Leistungsbedarf für die vollständige Verbesserung des Instationärverhaltens deutlich über 38 kW (s. *Kap. 4.3.3*), weshalb diese Leistungsstufe in den weiteren Berechnungen nicht mehr berücksichtigt wird. Bevor die quantifizierbaren Zielparameter ΔE_{Boost} und Δt_{Boost} für die Bewertung in Betracht gezogen werden können, ist der folgende Zusammenhang zwischen der Verbesserung des Instationärverhaltens und der Fahrdynamik für die Bewertung der Hybridkonzepte ausschlaggebend.

Instationärverhalten im fahrdynamischen Grenzbereich

Hybridkonzepte, bei denen die Antriebsleistungen der EM und des VM auf die gleiche Antriebsachse (HA) wirken (P2, P3, P2.5), können das Instationärverhalten im Gegensatz zum P4 unabhängig von der Längs- und Querb beschleunigung des Fahrzeugs und vom Reifenkraftschluss verbessern (Kamm'scher Kreis)¹⁹. Somit kann das Hybridfahrzeug auf Drehmomentwünsche des Fahrers (Gaspedal) präzise, immer gleich (reproduzierbar) und daher vorhersehbar reagieren. Anders ist das bei Hybridkonzepten, die ihre Leistung auf unterschiedliche Antriebsachsen verteilen (P4).

Gerade im fahrdynamischen Grenzbereich mit hoher Längs- und/oder Querb beschleunigung sowie bei geringem Kraftschluss der Reifen mit der Straße kann das Instationärverhalten des VM nicht verbessert werden. Möchte der Fahrer bei der Annäherung an den Grenzbereich z. B. leicht beschleunigen oder durch einen sensiblen Gasstoß die dynamische Radlastverteilung vorne/hinten leicht beeinflussen, würde sich das Eigenlenkverhalten des Fahrzeugs im Verlaufe des instationären Betriebs ändern. Wird davon ausgegangen, dass das Fahrverhalten in der Kurve zunächst neutral ist, so muss zu Beginn des Gasstoßes aufgrund der elektrischen Leistung auf der VA eine zusätzliche Längskraft durch den Reifen übertragen werden. Dies hat eine Untersteuertendenz zur Folge, da die maximalen Seitenführungskräfte der Reifen (VA) verringert werden und sich der Schräglaufwinkel erhöht. Anschließend verschiebt sich das zusätzliche Drehmoment sukzessive auf die HA, da der VM das Drehmoment im Verlauf des instationären Verhaltens erhöhen kann und dieses demzufolge an der EM und somit auch an der VA reduziert werden muss. Als Konsequenz daraus ändert sich das Eigenlenkverhalten tendenziell von Neutral zum Untersteuern und anschließend zum Übersteuern. Dieses wechselnde Eigenlenkverhalten ist eine nachteilige Eigenschaft eines Fahrzeugs und ganz besonders eines Sportwagens. Ändert sich z. B. der Reibwert in einer Kurve (Rennstrecke) aufgrund von Nässe oder durch eine leicht unterschiedliche Linienwahl des Fahrers, so verändert sich auch der Zeitpunkt/Ort des Eigenlenkgradientenwechsels. Das hat zur Folge, dass sich das Fahrzeug für den Fahrer nicht immer reproduzierbar verhält (wichtige Sportwageneigenschaft, s. Kap. 2.1.1). Der optimierte Instationärbetrieb ist somit im Grenzbereich nur sehr schwer bis gar nicht fahrbar. D. h., das Instationärverhalten kann im P4 erst ab Unterschreiten einer bestimmten Querb beschleunigung (abhängig von Fahrbahn, Witterung, Reifen etc.) verbessert werden. Eine Beeinflussung des Eigenlenkverhaltens durch die zusätzliche Längsbelastung der Reifen ist beim P4 jedoch immer gegeben.

¹⁹ Der Kamm'sche Kreis beschreibt das Kraft-Übertragungsverhalten des Reifens in Abhängigkeit von Längs- und Querkraft, s. [Heißing, Ersoy, & Gies, 2011]

Die Ergebnisse von P4 sind, wenn das Kraftschlusspotential der Reifen in Längsrichtung ausreicht, mit dem Hybridkonzept P3 nahezu identisch und werden deshalb nicht separat dargestellt.

P2 und P3/1 (2-Gang) mit EM 65 kW

Abbildung 4-20 zeigt die mechanische EM-Leistung der Hybridkonzepte P2 und P3/1 in den Fahrprofilen des Alltags.

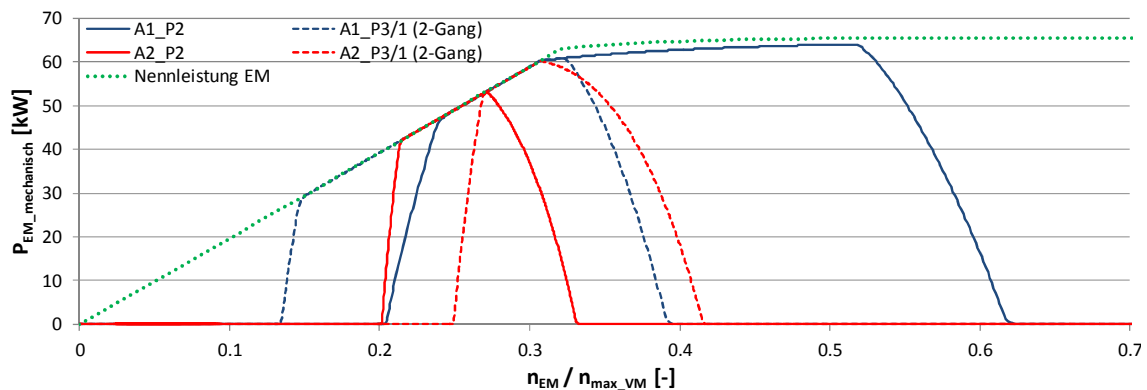


Abbildung 4-20: EM-Leistungen der Hybridkonzepte P2 und P3/1, 65 kW

Die mit dem VM synchron drehende EM des P2 hat im Profil A1 eine höhere Drehzahl als P3/1 und kann daher im Mittel eine größere Leistung abgeben. Da auch P3/1 die maximale Leistung in A1 erreichen kann, ist die relative Boostzeit Δt_{Boost} mit ca. 26 % nahezu identisch, wobei die relative Boostenergie ΔE_{Boost} des P2 mit 80,8 % über P3/1 (67,1 %) liegt (s. *Abbildung 4-21*). Bei A2 erreicht P3/1 aufgrund einer höheren Drehzahl die bessere ΔE_{Boost} (98,8 %) und kann das Ziel-Instationärverhalten nahezu darstellen.

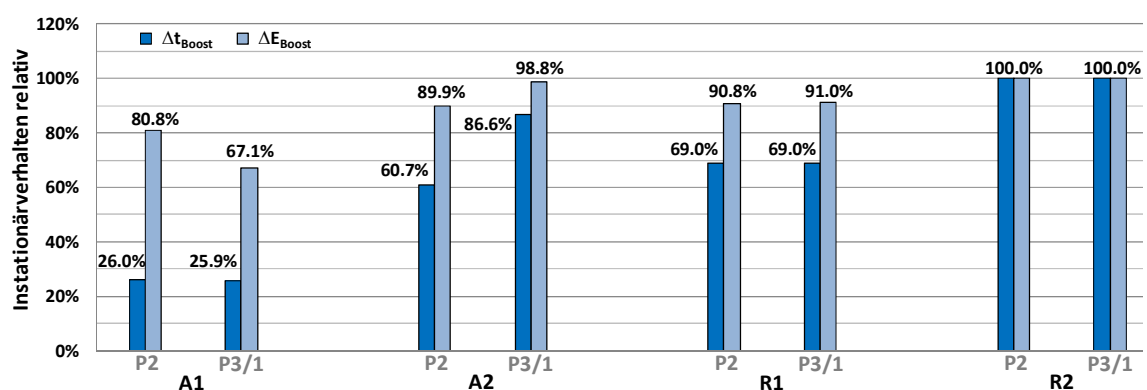


Abbildung 4-21: Instationärverhalten der Hybridkonzepte P2 und P3/1, 65 kW

Die Ergebnisse der Rennstrecke sind bei beiden Hybridkonzepten auf ähnlich hohem Niveau, da die EM aufgrund der höheren VM-Drehzahlen beim P2 und durch die mittleren bis hohen Geschwindigkeiten beim P3/1 über der Eckdrehzahl betrieben wird. Im R1 ist ΔE_{Boost}

bei beiden Hybridkonzepten ca. 91 % und im R2 kann mit der EM 65 kW bereits 100 % erzielt werden.

P3/1 mit EM 65 kW und 100 kW

Die Erhöhung der EM-Leistung von 65 auf 100 kW beim Hybridkonzept P3/1 (2-Gang) kann die relative Boostenergie ΔE_{Boost} gerade bei geringen Geschwindigkeiten im Alltag (A1) deutlich erhöhen und mit 90.7 % das Optimum fast erreichen.

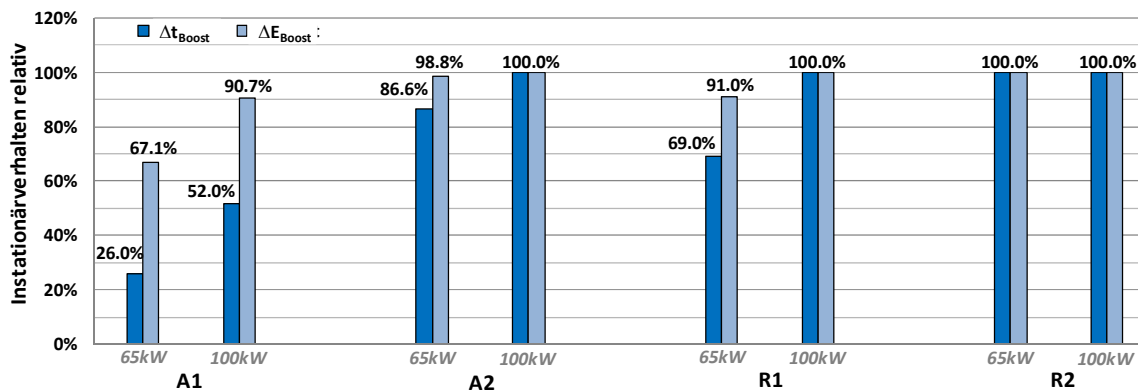


Abbildung 4-22: Instationärverhalten des Hybridkonzepts P3/1, 2-Gang

Die relative Boostzeit Δt_{Boost} kann durch zu geringe Drehzahlen und damit mangelnde Leistung der EM lediglich 52 % erreichen. Die Fahreigenschaften des Hybridfahrzeugs bezüglich des Instationärbetriebs werden jedoch im Wesentlichen durch ΔE_{Boost} bestimmt (s. Kapitel 2.2.1) und dieser Wert liegt mit 90.7 % im Bereich des Optimums. In den anderen drei Fahrprofilen (A2, R1, R2) werden die Zielsetzungen zu 100 Prozent erfüllt.

Variation EM-Anbindung bei P3/1

Aufgrund der hohen Komplexität der 2-Gang-Anbindung der EM ist es sinnvoll, folgende Alternativen zu untersuchen: Am Beispiel des Fahrprofils A1 zeigt *Abbildung 4-23* den instationären Drehmomentverlauf verschiedener Anbindungen. Für ein optimales Instationärverhalten ist bei geringen Geschwindigkeiten (A1, A2) eine Auslegung mit möglichst hoher Übersetzung und somit hohen EM-Drehzahlen zielführend. Je größer die Übersetzung ist, desto länger kann das Getriebeeingangsmoment dem Fahrerwunsch folgen. Ist das maximale Drehmoment der EM erreicht, knickt der Verlauf ab (s. folgende Abb.: M_{EM_max}). Erst wenn die EM die Zielleistung in ihrer Drehmomentcharakteristik erreicht, ist der Fahrerwunsch erfüllt.

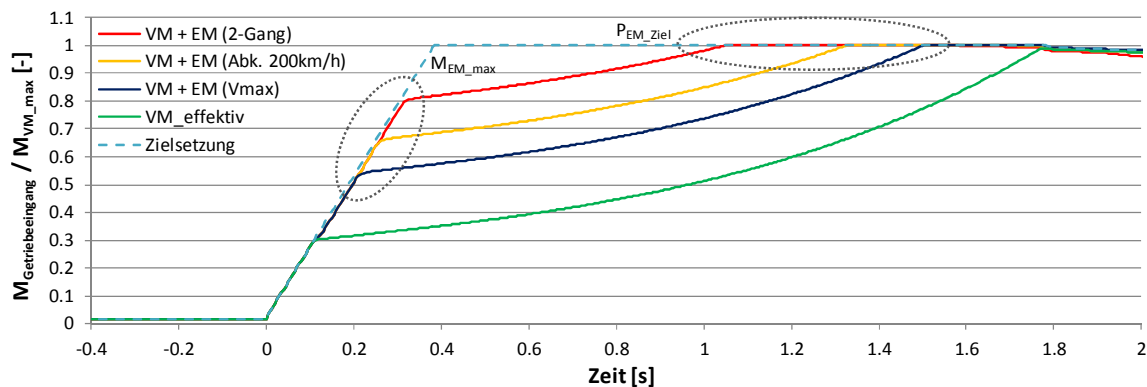


Abbildung 4-23: Anbindungen der EM beim Hybridkonzept P3/1 100 kW, A1

Die Anbindung v_{\max} kann aufgrund der niedrigen EM-Drehzahlen bei kleinen Geschwindigkeiten (A1, A2) nur eine geringe Leistung entwickeln. Deshalb sind auch die Werte ΔE_{Boost} gegenüber der Abkopplung und der 2-Gang-Anbindung mit 53,2 % im Vergleich zu 73,3 % und 90,7 % deutlich geringer. Sowohl die Anbindung Abkopplung als auch das 2-Gang-Getriebe kann in den Fahrprofilen A2, R1 und R2 100 % des Ziel-Instationärverhalten erreichen.

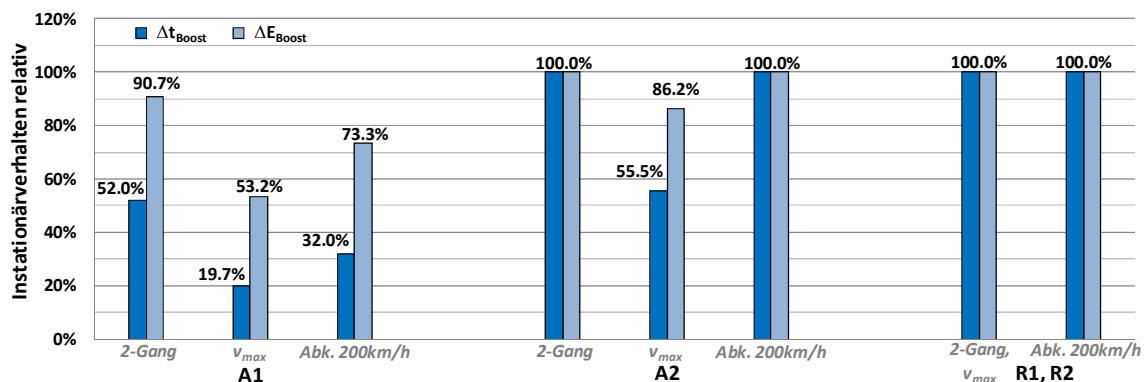


Abbildung 4-24: Anbindungen der EM beim Hybridkonzept P3/1 100 kW

Das Hybridkonzept P3/2 mit zwei EM kann im Vergleich zu P3/1 nahezu die gleichen Ergebnisse erzielen. Am Beispiel der EM 100 kW und dessen Abkopplung bei 200 km/h ist ΔE_{Boost} (Δt_{Boost}) um 0,3 %-Punkte (0,2 %-Punkte) niedriger.

P2.5 mit EM 100 kW

Die Betriebsstrategie (Schaltlogik) wählt denjenigen Gang für die EM aus, bei dem sie die maximal verfügbare Leistung abgeben kann (s. Kap. 4.2.4). Die Ergebnisse bei ΔE_{Boost} und Δt_{Boost} mit der EM 100 kW ergeben somit bei allen Fahrprofilen 100 %.

4.3.5 Reproduzierbarkeit/Energiekompensation

Die Anforderungen an das E-System (s. Kap. 4.3.3) zeigen den Bedarf an elektrischer Energie für die ausgewählten Fahrprofile. Während des Instationärbetriebs ist kein Laden des E-Speichers möglich, da einerseits der VM seine maximal mögliche Leistung abgibt und andererseits die EM gerade motorisch arbeitet und dabei keine mechanische in elektrische Energie umwandeln kann.

Direkt nach dem Boostvorgang gibt es zwei Möglichkeiten, die verbrauchte Energie zu kompensieren – Rekuperation und LPV. Für eine reproduzierbare Darstellung ist sowohl die Rekuperation als auch eine LPV des VM unterhalb der Volllast (VM_{Boost}) nicht verlässlich, da der Fahrerwunsch weiterhin die maximale Leistung des VM fordern kann. Deshalb muss eine zeitlich begrenzte²⁰ Lastanforderung über der VM-Volllast ($VM_{\text{Overboost}}$) durchgeführt werden, wodurch ein Freiheitsgrad entsteht um den E-Speicher mit dieser zusätzlichen Leistung laden zu können. Diese Betriebsstrategie ist von der Fahrsituation unabhängig und mindestens mit der Continuous-Leistung der EM und des E-Speichers reproduzierbar darstellbar.

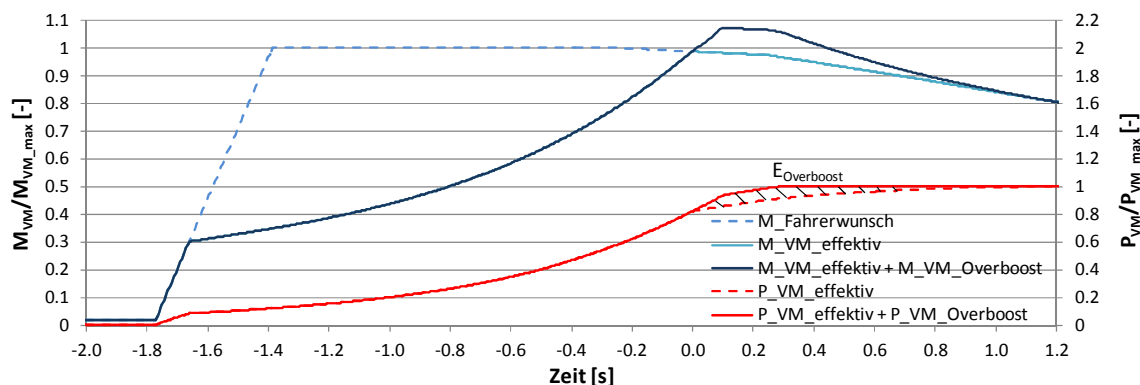


Abbildung 4-25: Energiekompensation durch $VM_{\text{Overboost}}$ bei A1

Die Nennleistung des VM darf dabei aus Gründen der gesetzlichen Typprüfung nicht überschritten werden und begrenzt dadurch einerseits das Drehmoment des $VM_{\text{Overboost}}$ und andererseits über die VM-Drehzahl die Zeit des $VM_{\text{Overboost}}$. *Abbildung 4-25* zeigt den Drehmoment- und Leistungsverlauf im Instationärbereich des VM und anschließend den $VM_{\text{Overboost}}$ im Fahrprofil A1. Die maximale Überschreitung des Volllastmoments ist hier aus Gründen des Bauteilschutzes auf 9.1 % begrenzt. Der $VM_{\text{Overboost}}$ kann bei A1 von 0 s bis ca. 1 s durchgeführt werden, da ab diesem Zeitpunkt die Nennleistung des VM erreicht wird.

²⁰ Der $VM_{\text{Overboost}}$ ist aufgrund des Bauteilschutzes zeitlich begrenzt. Der zeitliche Rahmen liegt in einer Größenordnung von ca. 10s (stark von der jeweiligen Auslegung des VM abhängig).

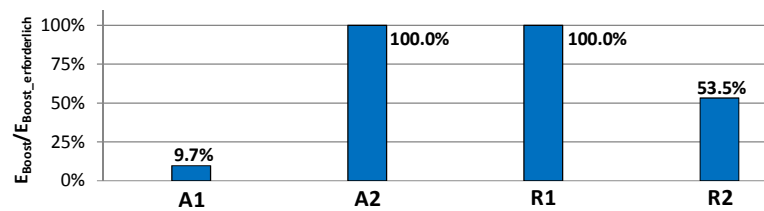


Abbildung 4-26: Kompensation des EM_{Boost} im Instationärbetrieb durch $VM_{\text{Overboost}}$

Dies entspricht einer $E_{\text{Overboost}}$ von 9.7 % der erforderlichen Energie (E-Speicher) des Instationärbetriebs (s. *Abbildung 4-26*). Die Fahrprofile A2 und R1 können aufgrund ihres geringeren Energiebedarfs und des kleineren Drehzahlgradienten des VM (höherer Gang bzw. höherer Fahrwiderstand) bereits vor Erreichen der VM-Nennleistung die gesamte Energie kompensieren. Bei R2 ist der Energiebedarf mit 5.5 kJ sehr gering, jedoch wird hier durch die hohe Drehzahl in kürzester Zeit die Nennleistung erreicht. Bei den Fahrprofilen A1 und R2, bei denen die Energiekompensation im aktuellen Gang nicht abgeschlossen werden kann, ist der $VM_{\text{Overboost}}$ beim nächsten Gang fortzusetzen. Der benötigte minimale Energieinhalt für den E-Speicher ist bei der Annahme eines „Worst-Case-Fahrszenariums“ von fünf unmittelbar aufeinanderfolgenden Fahrprofilen A1 615 kJ.

4.4 Fazit Verbrauch/Längsdynamik

Das Hybridkonzept P3 100 kW kann im Verbrauch das beste Ergebnis erzielen. Die Begründung liegt in der effizientesten Wirkungsgradkette bei der Anbindung der EM an den Antriebsstrang. Die kürzeste Beschleunigungszeit erreicht P4 durch die zusätzlich elektrisch angetriebene VA und den damit verbundenen Traktionsvorteil gegenüber rein heckgetriebenen Hybridkonzepten. Der P3 kann aufgrund der für den Heckantrieb besseren Achslastverteilung die zweitbesten Werte darstellen.

Bei der Verbesserung des Instationärverhaltens aufgeladener VM kann das Hybridkonzept P2.5 100 kW aufgrund des Freiheitsgrades in der Wahl des Ganges für die EM optimale Ergebnisse darstellen. Im Vergleich zum Hybridkonzept P3 kann P2.5 in den Fahrprofilen des Alltags und folglich niedrigen Geschwindigkeiten geringfügig bessere Ergebnisse erzielen. Der Kraftfluss über die Straße und die damit verbundene Abhängigkeit von der Fahrsituation führt beim Hybridkonzept P4 gerade bei der Kompensation des verzögerten Instationärverhaltens zu eklatanten fahrdynamischen Nachteilen (s. *Kap. 4.3.4*). Die Konfigurationen mit geringeren Leistungen des E-Systems (38/65 kW) sind besonders bei den längsdynamischen Anforderungen nicht zielführend.

Die Integration von zwei anstatt einer EM bei den Hybridkonzepten P3 und P4 wirkt sich in den Ergebnissen nur geringfügig aus. Bei der Anforderung an den nutzbaren Energieinhalt des E-Speichers stellt die dreimalige Beschleunigung mit 2150 kJ den höchsten Bedarf.

In den folgenden Berechnungen werden die Hybridkonzepte P2 (Stand der Technik), P4 (Traktionsvorteil) und P3 (kurze Wirkungsgradkette, Achslastverteilung) näher untersucht. Das Hybridkonzept P2.5 kann keine radselektiven Drehmomente aufbringen (Torque-Vectoring) und hat bei der Beschleunigung aufgrund der frontlastigeren Achslastverteilung gegenüber P3 leichte Nachteile. Deshalb wird P2.5 in der weiteren Arbeit nicht berücksichtigt.

5 Berechnung Potential Querdynamik

Neben den Verbesserungen der CO₂-Emissionen und der Längsdynamik des Fahrzeugs ist es mit den geeigneten Hybridkonzepten ebenso möglich, die Querdynamik positiv zu verändern. Zur Beeinflussung der Quer- und somit der Fahrdynamik des Hybridfahrzeugs muss es möglich sein, ein Giermoment um die Hochachse des Fahrzeugs zu generieren.

5.1 Längs- und Quermomentenverteilung durch Elektrifizierung

Bei den Hybridkonzepten mit achsnahen Positionen der EM (P3 und P4) können durch Verteilungen der Antriebsleistungen längs und quer zur Fahrzeugrichtung Giermomente um den Fahrzeugschwerpunkt wirken (s. *Abbildung 5-1*).

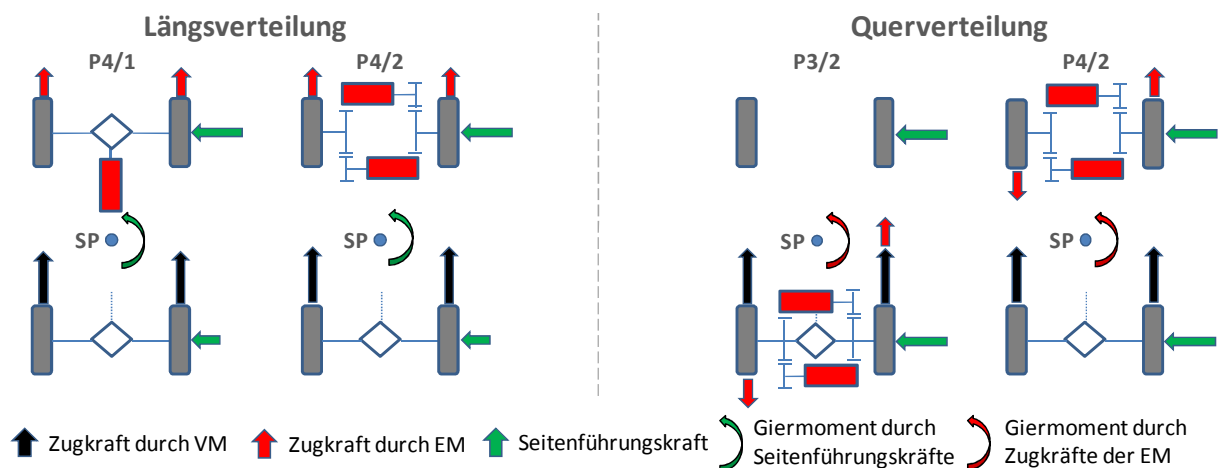


Abbildung 5-1: Längs- und Querverteilung der Antriebsmomente

Bei den Hybridkonzepten P4/1 und P4/2 besteht die Möglichkeit der Querdynamik-Beeinflussung durch Momentenverteilung in der Längsrichtung des Fahrzeugs. Das Giermoment wird dabei durch die unterschiedlichen Seitenführungskräfte an den Reifen der VA und HA erzeugt. Diese verschiedenen Querkräfte sind eine Folge der achsspezifischen und somit unterschiedlichen Längsbelastung der Reifen. Am Beispiel in *Abbildung 5-1* sind die Zugkräfte an der HA höher als an der VA, wodurch auch der Längsschlupf an der HA deutlich größer und die Seitenführungskraft folglich geringer ist²¹.

²¹ Als Beispiel ist der Grenzfall des Übersteuerns beim „Fahrzeug-Drift“ zu nennen.

Giermomente können hierbei nur aufgebaut werden, wenn bereits Seitenführungskräfte am Rad wirken. Da folglich aus Geradeausfahrt (z. B. Anlenken) kein Giermomentenaufbau möglich ist und die Querdynamikpotentiale der Längs- im Vergleich zur Querverteilung gerade bei Hochreibwert deutlich geringer sind [Meißner, 2008], werden diese hier nicht weiter untersucht.

Können Antriebsmomente in Querrichtung an der HA oder VA verteilt werden, ergeben sich unabhängig von den Seitenführungskräften Giermomente um den Fahrzeugschwerpunkt. Unter der Voraussetzung einer intelligenten Steuerung/Regelung führt die Quermomentenverteilung zu positiven Auswirkungen auf die Fahrdynamik. Die sich ergebenden Potentiale des Torque-Vectoring (TV) belegen z. B. [Greger, 2006] und [Frömmig, Pawellek, Henze & Kücükay, 2010]. Mit dem TV lassen sich sowohl die Agilität als auch die Stabilität verbessern (s. Kapitel 5.2). Die Querverteilung der Drehmomente kann außerdem das Eigenlenkverhalten des Fahrzeugs verändern und die übertragbaren Horizontalkräfte der Reifen besser ausnutzen [Greger, 2006].

Die Hybridkonzepte P3/2 und P4/2 weisen durch die beiden EM an der HA bzw. an der VA das Potential auf, mit den zusätzlichen Brems- und Beschleunigungsmomenten der beiden EM die Antriebsleistung des VM in Querrichtung zu verschieben. Ist der VM aus, kann die radselektive Antriebsleistung der zwei EM ebenfalls eine Quermomentenverteilung durchführen.

5.2 Potentiale der Quermomentenverteilung

Das Ziel dieses Kapitels ist die Bewertung des Querdynamikpotentials des Hybridkonzepts P3/2 im Vergleich zur mechanischen Quermomentenverteilung QMVH (Differenzmoment M_{Diff} , Dynamik, Effizienz) und die Gegenüberstellung der physikalischen/geometrischen Potentiale der Hybridkonzepte P3/2 und P4/2.

Verbesserung der Fahrdynamik durch Quermomentenverteilung

Die Verbesserung der Fahrdynamik durch den Eingriff in die Querdynamik ist ein zentraler Mehrwert (Erlebbarkeit der Elektrifizierung), der mit den beiden genannten Hybridkonzepten gegenüber dem konventionellen Fahrzeug generiert werden kann. Jeder Lenkbefehl des Fahrers hat eine Reaktion des Fahrzeugs im querdynamischen Fahrverhalten zur Folge. Diese Fahrzeugreaktionen sollen durch eine Quermomentenverteilung in den Ausprägungen der Agilität und Stabilität verbessert werden.

Sportwagen zeichnen sich durch ihre hohe Agilität bei der Ausführung der Lenkbefehle aus. Das bedeutet ein schnelles Ansprechverhalten auf Lenkwinkeländerungen bei einem möglichst linearen Lenkverhalten (Lenkwinkeländerung entspricht Fahrzeugreaktionsänderung) und eine geringe Untersteuertendenz des Fahrzeugs [Limmer, 2012]. Eine aktive Quermomentenverteilung führt mit ihrem zusätzlichen eindrehenden Giermoment zu einer gesteigerten Agilität [Denzler, Granzow, Peter & Spieß, 2007] und kann dem Fahrzeug somit eine höhere Eigenfrequenz aufprägen.

Zusammen mit einer gleichzeitig hohen Dämpfung der Gierbeschleunigung ist es möglich, neben der Agilität auch eine hohe Stabilität des Fahrzeugs zu erreichen und somit dem fahrdynamischen Zielverhalten eines sportlichen Fahrzeugs [Depner, 2011] zu entsprechen. Die Stabilität des Fahrzeugs zeichnet sich durch eine hohe Fahrsicherheit (u. a. hohe Störunempfindlichkeit und gutes Geradeauslaufverhalten), eine hohe Schlingerdämpfung und ein spurtreues Fahrverhalten aus [Limmer, 2012].

Folglich ist für eine hohe Dynamik bei niedrigeren Geschwindigkeiten eine große Agilität des Fahrzeugs gefordert, wohingegen im höheren Geschwindigkeitsbereich eine gute Stabilität zielführend ist. Beide Ausprägungen können durch eine aktive Quermomentenverteilung mit hoher Dynamik und Regelgüte erreicht werden.

Neben den Potentialen der Agilitäts- und Stabilitätsverbesserungen kann mit dem TV auch der Eigenlenkgradient (EG) positiv beeinflusst werden. So ist ein großer Bereich des Eigenlenkverhaltens, von starkem Unter- bis Übersteuern, möglich²². Durch die Beeinflussung des EG und der damit verbundenen Möglichkeit, mit einem neutralen Verhalten zu fahren, erhöht sich auch die Ausnutzung des Kraftschlusspotentials der Reifen, da die VA und die HA somit bis in den querdynamischen Grenzbereich hinein gleichzeitig an ihre Haftungsgrenze gelangen [Billig, Boedrich & Brack, 2008]. Daraus ergibt sich eine optimale Ausnutzung der übertragbaren Querkräfte.

Die Längskräfte des Reifens können aufgrund der freien Querverteilung auf diejenige Seite verteilt werden, die eine höhere Längskraft übertragen kann. Die physikalischen Grenzen bleiben dabei gleich, jedoch kann das radlast- und reibwertabhängige Kraftschlusspotential der Reifen besser ausgenutzt werden. Die Sperrfunktionalität (s. Kap. 2.2.5) ist dabei als Teil der TV-Funktion inbegriffen.

²² Quantifizierung des Einflusses einer aktiven mechanischen Quermomentenverteilung auf das Eigenlenkverhalten s. [Greger, 2006].

Systemauswahl QMVH für die Potentialbewertung der Querdynamik

Das Hybridkonzept P3/2 wird in der Potentialbewertung der Querdynamik mit einem bestehenden konventionellen System zur Quermomentenverteilung an der HA verglichen. Dieses QMVH-System ist in *Kapitel 2.2.5* unter dem Fokus eines möglichst hohen Freiheitsgrads und folglich maximalen Potentials für die Fahrdynamik ausgewählt worden.

Der Systemvergleich des P3/2 mit der QMVH kann nicht am Beispiel des für die CO₂-Emission, für die Längsdynamik und im nächsten Kapitel für die Rundenzeitpotentiale verwendeten Sportwagens erfolgen. Der Grund liegt in der mangelnden Verfügbarkeit eines solchen für die Bestimmung der Querdynamikwerte. Deshalb werden die folgenden Berechnungen mit einem sportlichen SUV (Sports Utility Vehicle) durchgeführt. Die Aussagekraft und die Belastbarkeit der Ergebnisse ist gegeben, da die größere Masse und der höhere Schwerpunkt SP_z gegenüber dem Sportwagen die Anforderungen an die Quermomentenverteilung aufgrund der größeren dynamischen Radlastverlagerungen und des höheren Momentenbedarfs tendenziell noch erhöht. Folglich sind die Ergebnisse qualitativ auf einen Sportwagen übertragbar.

Stellgrößen bei der Quermomentenverteilung

Ein Querdynamikregler berechnet auf der Basis des aktuellen Fahrzustands des Fahrzeugs und des Fahrerwunsches eine Soll-Gierrate (um die Hochachse des Fahrzeugs), die wiederum in ein Soll-Giermoment umgerechnet wird. Auf Basis dieser Größe erfolgt die Kalkulation des Differenzmomentenbedarfs M_{Diff} zwischen den beiden Rädern einer Achse.

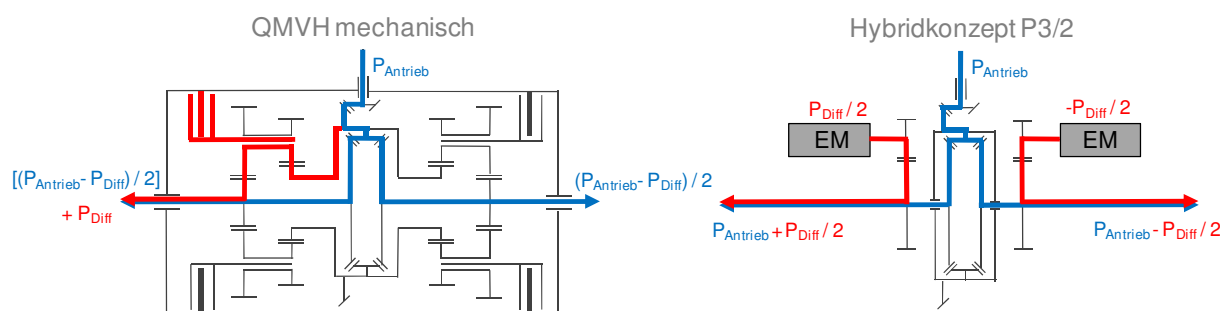


Abbildung 5-2: Vergleich der Leistungsflüsse bei der Quermomentenverteilung

Abbildung 5-2 zeigt die Leistungsflüsse ($P_{Antrieb}$ und P_{Diff}) bei der Quermomentenverteilung an den Beispielen der mechanischen QMVH und des Hybridkonzepts P3/2. Bei der QMVH wird die Lamellenbremse des Überlagerungsdifferentials in der Form aktuiert, dass das gewünschte Differenzmoment M_{Diff} zwischen den beiden Rädern links und rechts eingestellt wird (P_{Diff} ist die entsprechende Differenzleistung der beiden Räder). Die Differenzleistung wird im Gegensatz zum P3/2 vor dem Verteilergetriebe (Kegelraddifferential) in Richtung des aktuierten Rades verteilt. Beim P3/2 wirkt das M_{Diff} hinter dem Verteilergetriebe (radseitig).

Die EM prägen dem Antriebsstrang auf beiden Seiten jeweils $|P_{\text{Diff}}/2|$ mit umgekehrten Vorzeichen ihrer Antriebsleistung auf (d. h. eine EM arbeitet generatorisch und die andere motorisch).

5.3 Auslegung und Potentialanalyse des P3/2

In diesem Kapitel erfolgen die mechanische Auslegung des Hybridkonzepts P3/2 für die Quermomentenverteilung und die Analyse der Potentiale im Vergleich zur mechanischen QMVH.

5.3.1 Mechanische Auslegung

Die Anforderungen an die E-Komponenten des Hybridfahrzeugs resultieren in der Querdynamik aus dem Vergleich mit der mechanischen QMVH. Mit der Anbindung der EM an den Antriebsstrang (s. auch Kap. 2.3.2) lässt sich das Hybridkonzept in Bezug auf die Anforderungen optimieren und eine geeignete mechanische Auslegung ableiten. Das mögliche Differenzmoment ist von den Drehzahlen der Räder abhängig und bei den Systemen QMVH und Hybridkonzept P3/2 unterschiedlich.

Anforderungen an das E-System

Die Anforderungen an das E-System beziehen sich hier im Wesentlichen auf das erforderliche Sperrmoment, den Leistungsbedarf bei der Quermomentenverteilung und die Reproduzierbarkeit.

Das Sperrmoment stellt dabei den höchsten Anspruch an das erforderliche Drehmoment dar. Das maximale Drehmoment tritt z. B. bei der Volllastbeschleunigung bei μ -Splitt auf. Hierbei ist für eine optimale Traktion das übertragbare Drehmoment des Reifens auf der μ -high-Seite bestimmend für die Anforderung an das Sperrmoment (μ -low-Seite: keine Kraftübertragung). Dieses hohe Sperrmoment ist gerade im niedrigen Geschwindigkeits- und daher auch im unteren Drehzahlbereich der EM erforderlich. Dieses hohe maximale erforderliche Sperrmoment tritt sehr selten auf und kann durch einen Bremseneingriff unterstützt werden. Deshalb ist das maximal übertragbare Sperrmoment $M_{\text{Diff_max}}$ der QMVH gegenüber dem maximalen theoretisch erforderlichen Sperrmoment bei μ -Splitt leicht reduziert, damit die Anforderungen an den Bauraumbedarf, die Masse und die Verlustleistung reduziert werden können.

Die höchsten Anforderungen an die erforderliche Leistung der EM bestehen bei der Quermomentenverteilung auf der Rennstrecke. Im Speziellen stellt die Nordschleife des Nürburg-

rings (NBR) (Auswahl Rennstrecke s. *Kap. 6.1.3*) durch die hohen erreichbaren Geschwindigkeiten und die damit verbundene große Rad- und EM-Drehzahl sehr hohe Belastungen an das E-System. *Abbildung 5-3* zeigt den Verlauf der erforderlichen mechanischen Leistungen für die beiden EM. Die Daten basieren auf realen Messwerten (NBR) mit der mechanischen QMVH [BMW EAb, 2010]. Die betragsmäßig höchsten Leistungen liegen bei ca. 110 kW, wohingegen das benötigte Drehmoment mit 0.78 von $M_{\text{Diff_max}}$ unterhalb des erforderlichen Sperrmoments liegt. In der kumulierten mittleren Leistung werden beide EM zusammen auf einer Runde des NBR mit einer mittleren Leistung von 15.1 kW belastet.

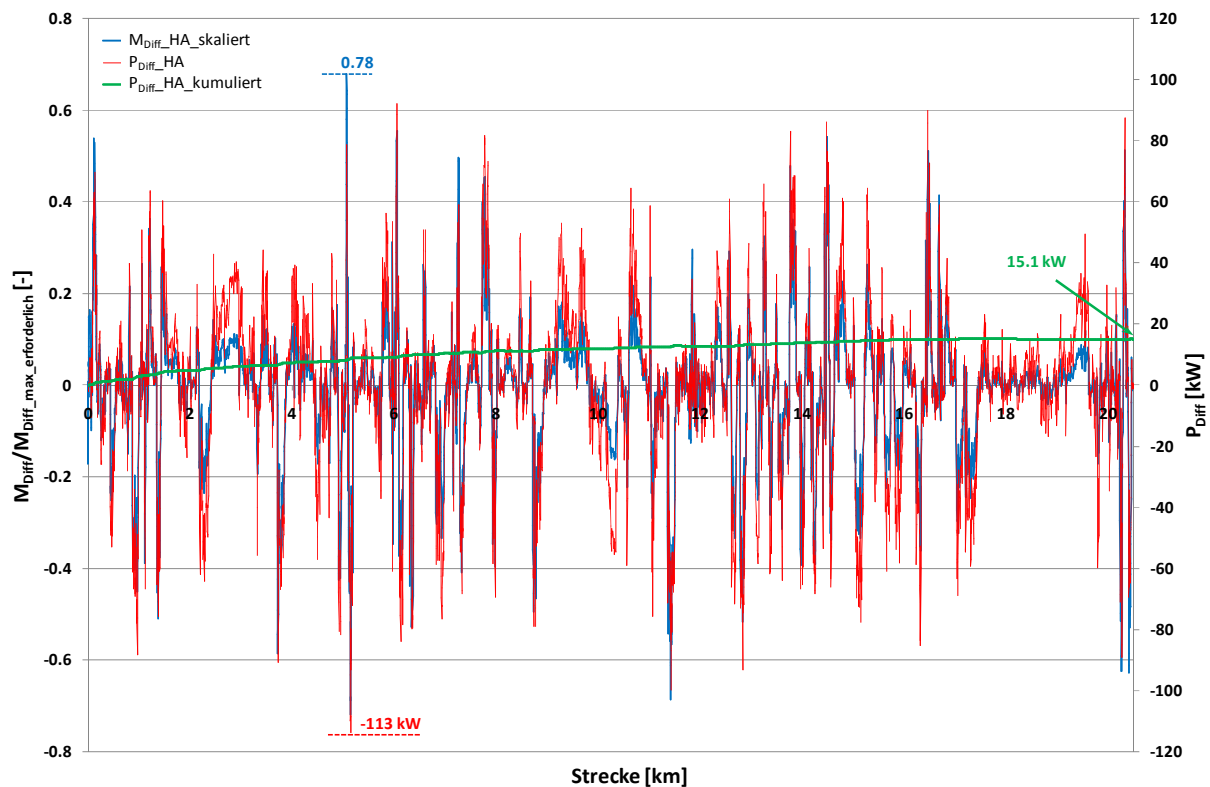


Abbildung 5-3: Anforderungen der QMV (M_{Diff} und P_{Diff}) auf dem NBR²³

Da hierbei Leistungen bis über 100 kW zur Quermomentenverteilung zielführend sind, wird in diesem Kapitel lediglich das Hybridkonzept P3/2 mit der EM 100 kW verwendet (EM mit geringeren Leistungen haben deutliche Potentialeinbußen bei der Quermomentenverteilung).

Anbindung EM an den Antriebsstrang

Die Anbindung der EM kann nach *Kapitel 2.3.2* in drei Ausführungen erfolgen. Die 2-Gang-Anbindung wird hier nicht weiter betrachtet, da bei diesem Hybridkonzept mit zwei EM auch zwei 2-Ganggetriebe erforderlich sind und das folglich den Bauraumbedarf, die Kosten und

²³ Ein positives M_{Diff} entspricht einem Giermomentaufbau in Fahrtrichtung links.

die Komplexität extrem steigert. *Abbildung 5-4* zeigt die Auslegungen der Anbindungen auf v_{\max} und Abkoppelgeschwindigkeiten von 160 km/h bis 240 km/h.

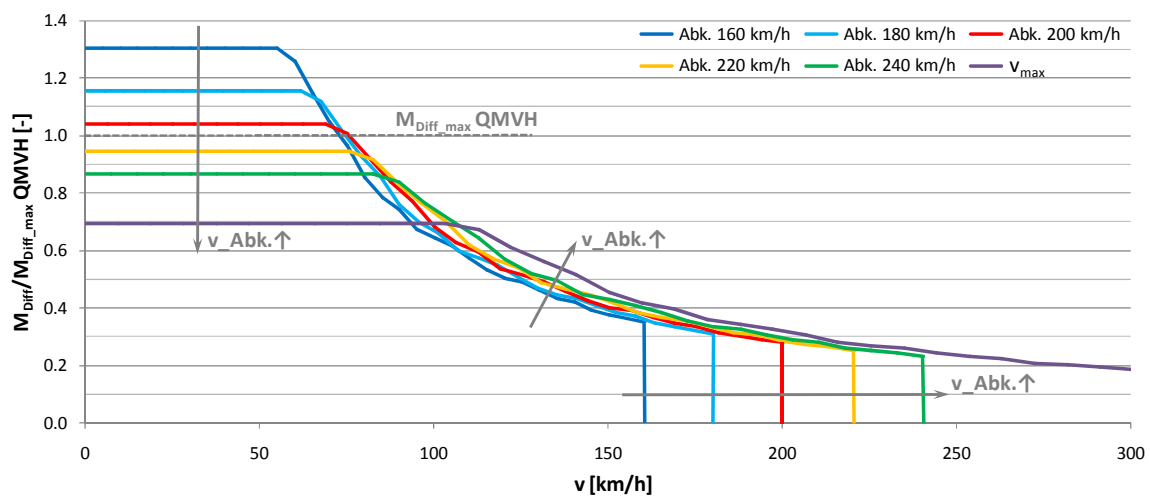


Abbildung 5-4: M_{Diff} in Abhängigkeit der EM-Anbindung (EM im Overloadbetrieb)

Das dargestellte erreichbare Differenzmoment der beiden EM bezieht sich auf den Overloadbetrieb bei Nennspannung und ist somit zeitlich begrenzt verfügbar (s. Kap. 2.2.2). Im unteren Geschwindigkeitsbereich reduziert sich M_{Diff} mit zunehmender Abkoppelgeschwindigkeit aufgrund der geringeren Übersetzung $i_{\text{Anbindung_EM}}$ von der EM zum Rad. Bei den Abkoppelgeschwindigkeiten bis 200 km/h lässt sich das M_{Diff} der QMVH im unteren Geschwindigkeitsbereich erreichen. Je höher die Abkoppelgeschwindigkeit ist, desto größer wird der notwendige Anteil des Bremsmoments für die Erreichung des M_{Diff} und folglich steigen der Wärmeeintrag und die Belastung des Bremssystems. Damit sinkt auch die Effizienz der Quermomentenverteilung (QMV). Im mittleren bis hohen Geschwindigkeitsbereich reduziert sich M_{Diff} durch die Drehmomentcharakteristik der EM mit steigender Fahrgeschwindigkeit. Ebenso erhöht sich die zeitliche Verfügbarkeit der EM, da sie länger im Antriebsstrang angekoppelt sein kann.

Diese Verfügbarkeit der EM zeigt *Abbildung 5-5* für den NBR und sie ist ausschlaggebend für das geforderte reproduzierbare Fahrverhalten des Hybridfahrzeugs. Die Aufteilung der Zeitanteile bezieht sich hier lediglich auf die Aktuierung der EM für das TV (hier kein Boostvorgang etc. berücksichtigt (s. Kap. 6.3)).

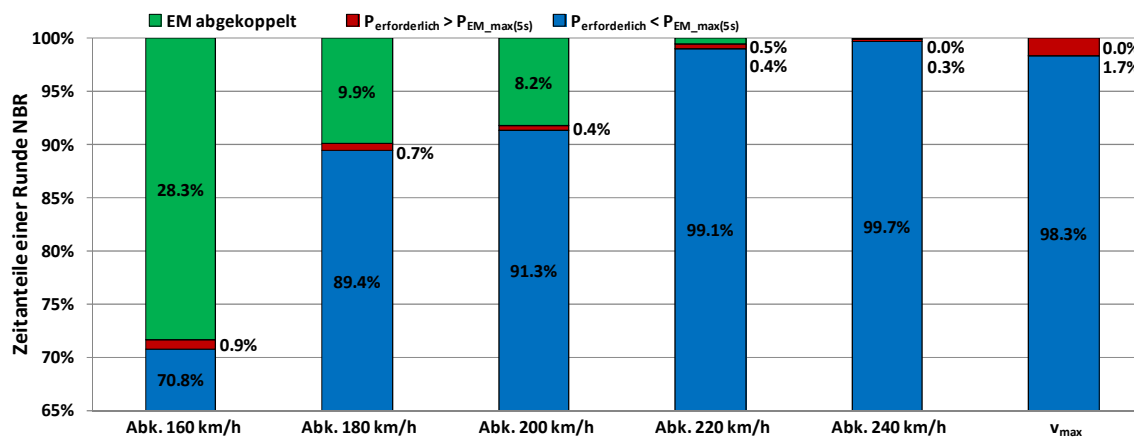


Abbildung 5-5: Zeitanteile Zustände Antriebsstrang der QMV am NBR

Die Zeitanteile bestehen im Wesentlichen aus dem an- und dem abgekoppelten Zustand. Ist die EM angekoppelt, wird unterschieden, ob die Leistung der EM in Bezug auf die erforderliche Leistung (QMVH) ausreicht. Beim NBR sind die Zeitanteile, in der die EM am Antriebsstrang wirkt, je nach Anbindung unterschiedlich. Bis zu einer Abkoppelgeschwindigkeit von 200 km/h ergeben sich Zeitanteile, in der die EM abgekoppelt ist, von 28.3 % (160 km/h) bis 8.2 % (200 km/h). Darüber ist dieser Anteil vernachlässigbar. Der Zeitanteil, in dem die Leistungen der EM nicht ausreichend sind, liegt in einem Bereich von 0.9 % (Abk. 160 km/h) bis 0.3 % (Abk. 240 km/h). Der Anteil mit mangelnder Leistung ist bei der Auslegung v_{max} mit 1.7 % leicht erhöht, da die EM aufgrund der kleinen $i_{\text{Anbindung_EM}}$ im unteren Geschwindigkeits-/Drehzahlbereich und somit öfter unterhalb der Eckdrehzahl betrieben wird. Beim Handlingkurs HK²⁴ sind die Geschwindigkeiten deutlich geringer, wodurch ab der EM-Anbindung Abk. 180 km/h bis Abk. 240 km/h nahezu immer ausreichend Leistung der EM für die QMV zur Verfügung steht.

Die Anforderungen des HK sind bezüglich der QMV im Vergleich zum NBR deutlich geringer. Aus diesem Grund muss die mechanische Auslegung der EM-Anbindung mit den hohen Anforderungen des NBR erfolgen. Dabei stehen die Zielgrößen M_{Diff} für die Sperrwirkung/Agilitätssteigerung im unteren Geschwindigkeitsbereich und die Verfügbarkeit der EM durch eine späte Abkopplung vom Antriebsstrang im Gegensatz. Sinnvoll für die Erfüllung der Zielkriterien ist eine Abkopplung im Bereich von 200 km/h bis 220 km/h. Hierbei ist das M_{Diff} im unteren Geschwindigkeitsbereich ausreichend hoch und die Abkoppelgeschwindigkeit der EM ist groß genug, dass die Zeitanteile der beiden EM in Betriebspunkten mit ausreichender Leis-

²⁴ Handlingkurs auf dem Versuchsgelände der BMW AG (in Bezug auf die Geschwindigkeitsbereiche annähernd vergleichbar mit dem HHR (s. Kap. 6.1.3), jedoch sind QMVH-Messdaten am HHR nicht verfügbar).

tung im Bereich von 91.3 % (Abk. 200 km/h) bis 99.1 % (Abk. 220 km/h) auf einer Runde des NBR liegen.

Die folgenden Berechnungen dieses Kapitels erfolgen am Beispiel der Abkopplung bei 200 km/h (Auslegung s. auch *Kap. 2.3.2.2*). Dabei sind die Betriebspunkte der EM über einen Zeitanteil von 9.3 % einer Runde NBR im Overloadbereich und führen zu einem maximalen $EM_{\text{Integrator}}$ von 1.1 s (max. 5.0 s). Folglich ist die Aufheizung der EM als unkritisch zu bezeichnen und das Ziel der Reproduzierbarkeit gegeben.

Kurven-/Grensradius

Sowohl die QMVH als auch die Hybridkonzepte P3/2 und P4/2 weisen beim M_{Diff} eine Abhängigkeit von den Drehzahlunterschieden der beiden Räder links (L) und rechts (R) auf. Dieser Unterschied wird im Folgenden als Drehzahlfehler DF (vgl. auch [Meißner, 2008]) beschrieben und stellt den prozentualen Unterschied der Winkelgeschwindigkeiten dar.

$$DF = \frac{(\omega_R - \omega_L)}{0.5 \cdot (\omega_R + \omega_L)} \quad \text{Gleichung 5-1}$$

Bei der QMVH ist der maximale DF aufgrund der mechanischen Auslegung (hohes M_{Diff} , geringe Verlustleistung, geringer Bauraumbedarf) des Überlagerungsgetriebes begrenzt. Der maximale DF wird durch die Übersetzung i (s. *Abbildung 2-5*) der QMVH bestimmt und stellt sich ein, wenn folgender Zusammenhang der Rad-Winkelgeschwindigkeiten besteht und somit die beiden Seiten der Lamellenbremse keine Relativdrehzahlen mehr aufweisen.

$$\omega_R = \frac{\omega_L}{i} \quad \text{Gleichung 5-2}$$

Eingesetzt in die *Gleichung 5-1* ergibt sich DF_{Grenz} :

$$DF_{\text{Grenz}} = 2 \cdot \frac{(1-i)}{(1+i)} \quad \text{Gleichung 5-3}$$

Aus dem DF_{Grenz} , der Spurweite s_{HA} und dem Schlupf der Reifen läßt sich der minimale Kurvenradius bestimmen, bei dem noch das M_{Diff} eingestellt werden kann. *Abbildung 5-6* visualisiert M_{Diff} der QMVH in Abhängigkeit des DF und der Fahrgeschwindigkeit. Die QMVH kann das M_{Diff} bis zum unmittelbaren Erreichen des maximalen DF einstellen. Im realen Fahrbetrieb wird M_{Diff} aus Fahrbarkeits- und Bauteilschutzgründen linear „ausgerammt“, da der Haftreibungskoeffizient größer als der Gleitreibungskoeffizient ist und somit beim Stillstand des Stegs ein Sprung im Stellmoment des Aktuators auftreten würde.

Der maximal auftretende DF wird in der folgenden Abbildung durch den Drehzahlunterschied der beiden Reifen (HA) aufgrund einer Kurvenfahrt und eines angenommenen Reifenschlupfs ($\pm 10\%$) begrenzt.

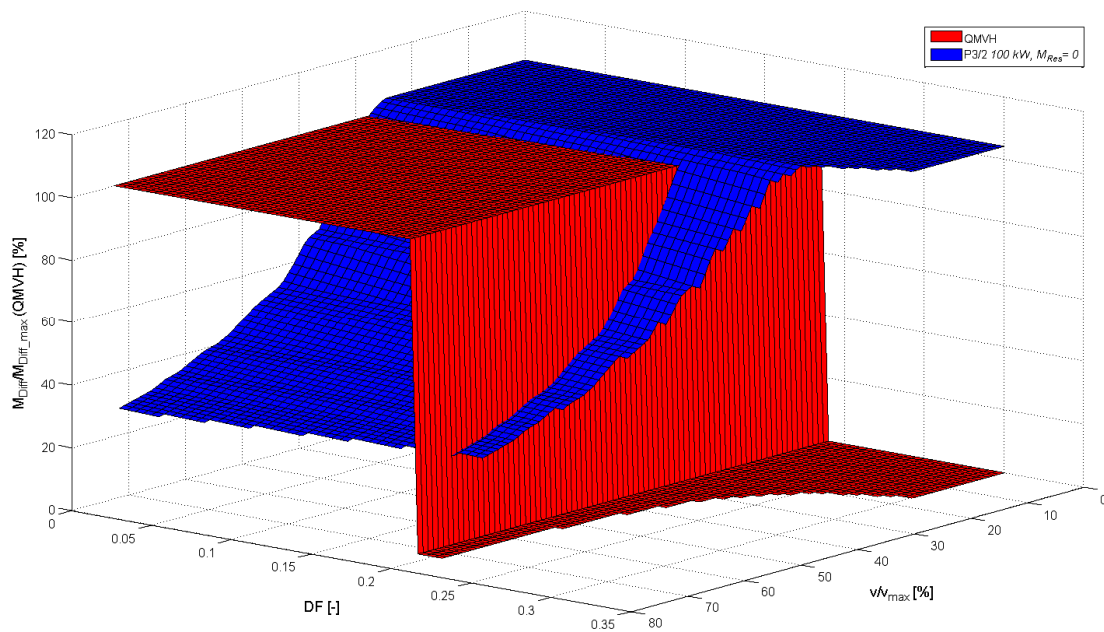


Abbildung 5-6: Differenzmoment M_{Diff} der QMVH und des P3/2 100 kW

Das Hybridkonzept P3/2 ist aufgrund der drehzahlabhängigen Drehmomentcharakteristik der EM ebenfalls von der Geschwindigkeit und dem DF abhängig. Die EM, die in Abhängigkeit des Betriebspunkts das geringere Drehmoment einstellen kann, bestimmt das maximale Differenzmoment M_{Diff} (ohne resultierendes Summenmoment M_{Res}). In Bereichen hoher DF ist das Hybridkonzept P3/2 100 kW dem mechanischen QMVH aufgrund des größeren Stellbereichs für das M_{Diff} überlegen. Im Gegensatz dazu kann die QMVH im mittleren bis hohen Geschwindigkeitsbereich ein höheres M_{Diff} stellen, jedoch ist dies für die Beeinflussung der Querdynamik nicht erforderlich. Dieser Geschwindigkeitsbereich erfordert aus fahrdynamischen Stabilitätsgründen geringere Differenzmomente.

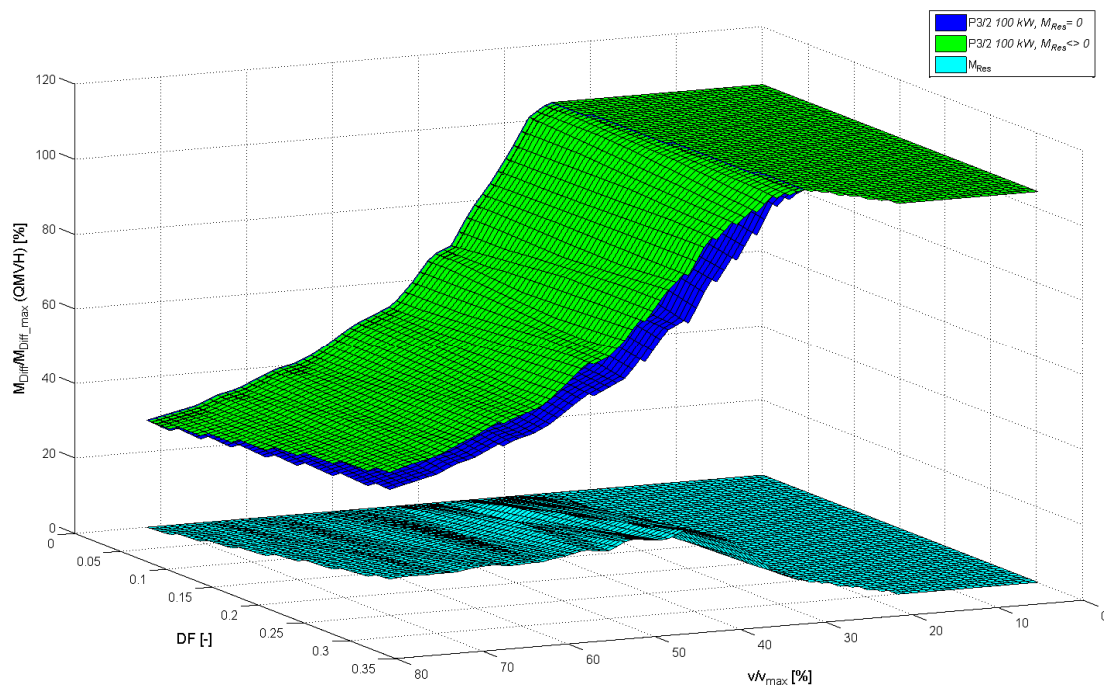


Abbildung 5-7: M_{Diff} des P3/2 100 kW mit/ohne resultierendem Moment M_{Res}

Als Folge daraus passt die Leistungs- und Drehmomentcharakteristik der ausgewählten EM grundsätzlich sehr gut zum Leistungsbedarf für das TV.

Wird ein resultierendes Summenmoment der beiden EM zugelassen, kann das M_{Diff} je nach Betriebsbereich der EM um maximal 12 % erhöht werden (s. *Abbildung 5-7*, grüne Fläche). In diesem Fall ist das Summenmoment z. B. bei negativem Vorzeichen durch die Antriebsleistung des VM oder bei positivem Vorzeichen durch Brems Eingriffe zu kompensieren.

5.3.2 Dynamisches Verhalten

Das dynamische Verhalten der beiden Systeme wird durch die jeweilige Aktuatorik bestimmt.

Bei der QMVH besteht die Aktuatorik aus einem elektrischen Stellmotor und einer Mechanik, die mit einer schiefen Kugellaufbahn die Lamellenkupplung betätigt. Diese Mechanik hat die Eigenschaft, dass sie aufgrund einer notwendigen Ruheposition (Bauteilschutz) eine Totzeit (ca. 50 ms) bei der Aktuierung bedingt. Nach der Totzeit baut sich das Drehmoment bei einer Sprungantwort nach einem PT-2-Verhalten auf. Dieser Verlauf ist aus Messdaten [BMW EAc, 2010] mathematisch idealisiert dargestellt. Eine Stellratenbegrenzung ist hierbei vorhanden, jedoch im Verlauf der Sprungantwort vernachlässigbar. Die resultierende Zeit bis zum Aufbau des Maximalmoments beträgt ca. 150 ms.

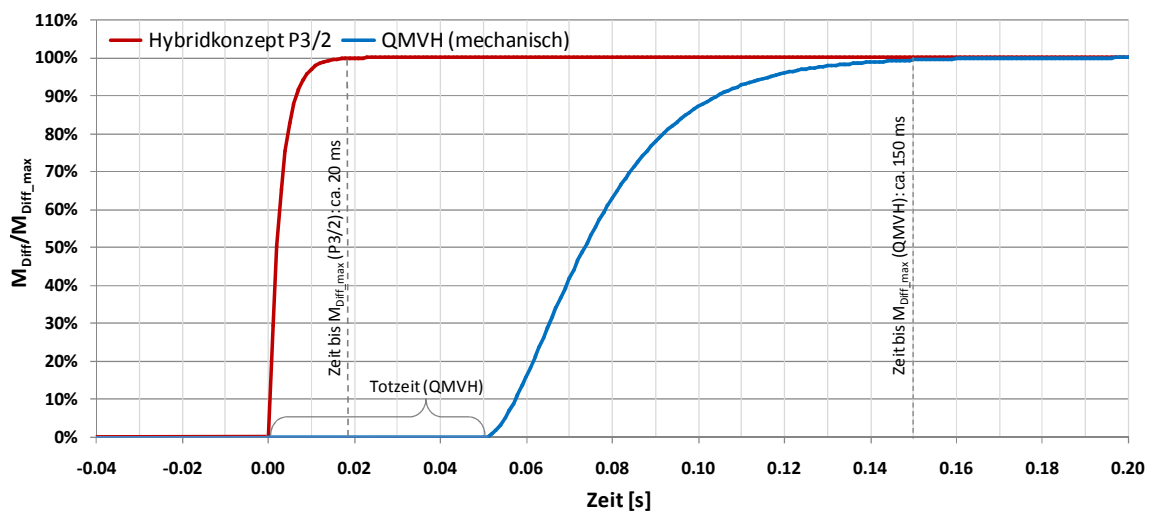


Abbildung 5-8: Dynamikvergleich der Aktuatoren zur Quermomentenverteilung

Der Aktuator EM weist bei den Hybridkonzepten (z. B. P3/2) keine Totzeit auf, da die Leistung der EM direkt auf den Antriebsstrang wirken kann und keine zusätzliche Stellmechanik benötigt wird. Die Sprungantwort der EM wurde mit der EM 38 kW bestimmt [BMW EAd, 2010] und auf die anderen EM übertragen. Im Gegensatz zur QMVH regelt dieser Aktuator nach einem PT-1-Verhalten. Hierbei wurden die Messdaten ebenfalls mathematisch idealisiert beschrieben. Aufgrund der fehlenden Totzeit und des steileren Drehmomentanstiegs ergibt sich bei der Sprungantwort mit 20 ms eine wesentlich höhere Stellperformance.

Im Fahrzeug ist nicht der höhere Drehmomentanstieg entscheidend sondern das Fehlen der Totzeit, da die Reaktionszeit des Quermomentenreglers auf Veränderungen im querdynamischen Fahrverhalten deutlich schneller ausgelegt werden kann.

5.3.3 Energetische Betrachtung (Effizienz)

Die Effizienz des Hybridkonzepts P3/2 wird beim TV im Vergleich zur mechanischen QMVH berechnet und bewertet. Dieser Vergleich bezieht sich dabei auf die beiden unterschiedlichen Aktuatoriken EM (P3/2) und LB (QMVH).

Vergleich der Verlustleistungen

Der Vergleich der Verlustleistungen erfolgt an den Anforderungen der Rennstrecke NBR (s. Kap. 6.1.3), da hierbei aufgrund der hohen Geschwindigkeiten/Leistungen und der großen Streckenlänge die höchsten Belastungen auf die Aktuatoriken bei der QMV zu erwarten sind. Somit lassen sich der Energiebedarf zur Kompensation der Verlustleistungen auf der Rennstrecke und die zusätzlichen Anforderungen an das Kühlsystem ableiten. Dabei werden bei diesem Systemvergleich nur die Verluste durch das TV betrachtet (kein EM_{Overboost} und keine Rekuperation beim P3/2 durch die EM).

Berechnung der Verluste

Die Verlustberechnung der QMVH und des Hybridkonzepts P3/2 folgt der Modellbildung des Kapitels 3.3.

Die Verluste des Verteilergetriebes $P_{\text{Verluste_VG}}$ werden bei dieser Betrachtung nicht berücksichtigt, da lediglich die Einflüsse durch die Quermomentenverteilung bewertet werden. Somit bilden die Verlustleistungen der EM $P_{\text{Verlust_EM}}$ und die Anbindungsverluste $P_{\text{Verlust_Anbindung}}$ beim P3/2 die wesentlichen Verlustparameter. Bei der QMVH sind es die relevanten Verlustleistungen der Lamellenbremsen $P_{\text{Verlust_LB}}$.

Abbildung 5-9 zeigt die Verlustleistungen der beiden Systeme in einem repräsentativen Abschnitt des NBR. Bei Differenzmomenten unter ca. 2 % des betragsmäßig maximal möglichen M_{Diff} weist die QMVH geringere Verlustleistungen auf als P3/2. Das Reibmoment der LB ist dabei so gering, dass die Verluste der angekoppelten EM aufgrund des geringen Wirkungsgrads bei Drehmomentanforderungen im Bereich von 0 Nm deutlich größer sind. Die Überwindung der Kupfer-, Eisen- und Reibungsverluste bei Nullmoment führen zu einem P_{Verlust} des P3/2 von ca. 1.8 kW. Bei mittleren bis hohen M_{Diff} kann die EM das Drehmoment im Vergleich zur QMVH deutlich effizienter darstellen. Die Reibleistung der LB entspricht dabei direkt der Verlustleistung der QMVH. Bei Geschwindigkeiten über 200 km/h wird die EM beim Hybridkonzept P3/2 abgekoppelt und P_{Verlust} reduziert sich nahezu auf den Wert Null.

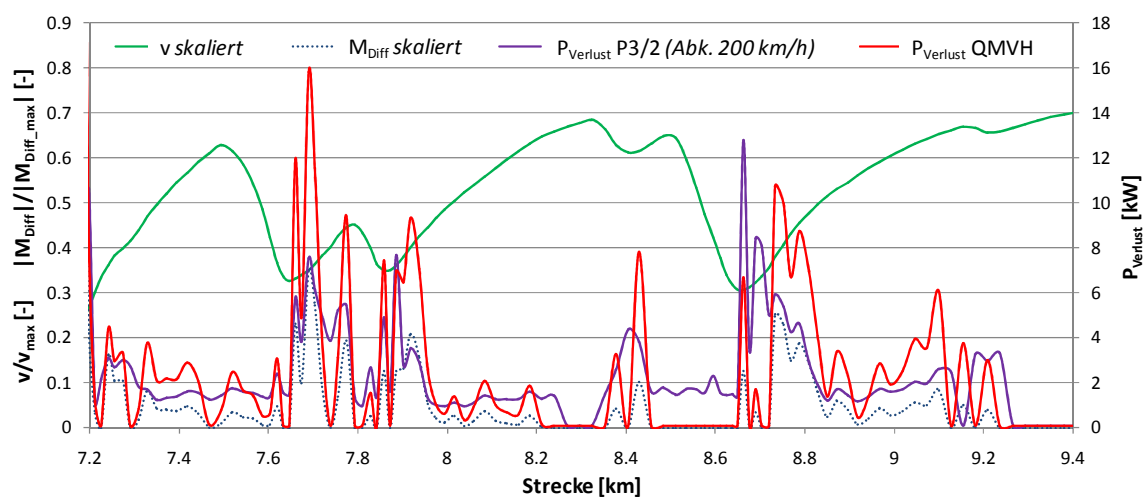


Abbildung 5-9: Verlustleistungen beim TV mit P3/2 und QMVH auf dem NBR

Die mittlere Verlustleistung des P3/2 beträgt im Verlaufe einer NBR-Runde 2.3 kW. Bei der QMVH liegt dieser Wert mit 2.5 kW geringfügig höher. Die entsprechende kumulierte Verlustenergie liegt beim P3/2 in Bezug auf eine Runde bei 1090 kJ (QMVH: 1220 kJ).

Diese Verlustleistungen müssen bei der QMVH in den Betriebsbereichen mit positiv abgegebenem Drehmoment des VM zusätzlich durch diesen aufgebracht werden. Beim P3/2 kann

diese Energie sinnvollerweise als elektrische Leistung vom E-Speicher (durch Rekuperation erzeugt) oder ebenfalls direkt vom VM zur Verfügung gestellt werden. Falls die Energie durch Rekuperation auf der Rennstrecke nicht ausreicht (z. B. mit $EM_{\text{Overboost}}$, s. Kap. 6.2), ist es sinnvoller, die Verlustleistung direkt über den VM zur Verfügung zu stellen. Die Wirkungskette ist hierbei deutlich effizienter als bei der durch LPV zunächst in elektrische und dann wieder in mechanisch umgewandelte Energie.

Zusammenfassend weisen beide Systeme vergleichbare Verlustleistungen auf (P3/2 geringfügig besser), weshalb dieser Sachverhalt beim Potentialvergleich der QMVH und des P3/2 als nahezu gleichwertig einzustufen ist.

5.4 Potentialvergleich QMV an VA (P4/2) und HA (P3/2)

Ein Potential durch QMV besteht nicht nur im Falle des P3/2 an der HA sondern auch beim P4/2 an der VA. Die wesentlichen Unterschiede zwischen den Potentialen an der VA und der HA bestehen in der Abhängigkeit des M_{Diff} vom Lenkwinkel beim P4/2 und den verschiedenen Auswirkungen der dynamischen Radlastverlagerungen auf das Kraftschlusspotential der jeweiligen Reifen. Folglich sind die übertragbaren Kräfte an der VA beim Verzögern und an der HA bei der positiven Beschleunigung höher.

5.4.1 Physikalische Grundlagen

In *Abbildung 5-10* sind die Umfangskräfte am Rad (HA und VA) mit positivem M_{Diff} in einer Linkskurve (Steigerung Agilität) visualisiert.

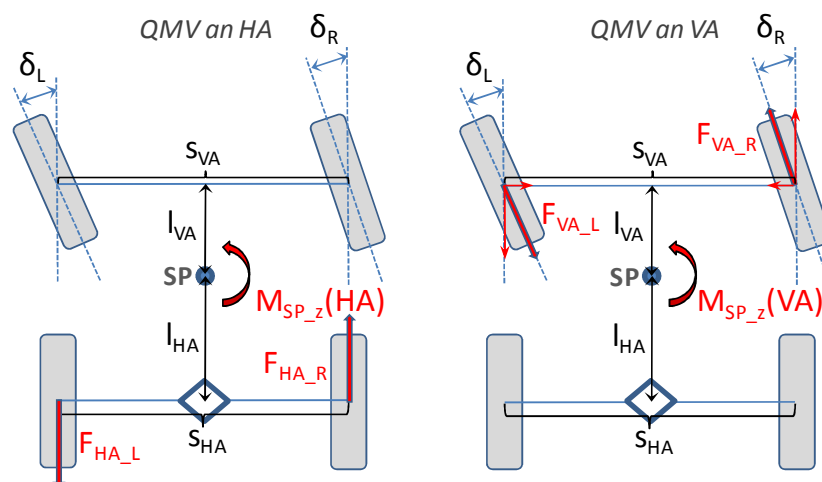


Abbildung 5-10: Geometrische Grundlagen Quermomentenverteilung HA und VA

Die Betrachtung beschränkt sich hier singulär auf die Beeinflussung der Querdynamik ohne resultierendes Antriebs- oder Verzögerungsmoment der EM auf das Fahrzeug. Daher sind die Umfangskräfte betragsmäßig gleich groß ($M_{Res} = 0$). Die folgende Gleichung zeigt die Berechnung des Giermoments $M_{SPz}(HA)$ durch QMV an der HA. M_{SPz} ist dabei nur von den Radumfangskräften F_{HA} und der Spurweite s_{HA} an der HA abhängig.

$$M_{SPz}(HA) = \frac{s_{HA}}{2} \cdot (F_{HA_R} - F_{HA_L}) \quad \text{Gleichung 5-4}$$

Im Vergleich zur QMV an der HA hat der Lenkwinkel beim P4/2 einen Einfluss auf das Giermoment.

$$M_{SPz}(VA) = F_{VA_R} \cdot (\cos \delta_R \cdot \frac{s_{VA}}{2} + \sin \delta_R \cdot l_{VA}) + F_{VA_L} \cdot (\cos \delta_L \cdot \frac{s_{VA}}{2} - \sin \delta_L \cdot l_{VA}) \quad \text{Gleichung 5-5}$$

Das Giermoment durch die QMV an der VA berechnet sich aus den Umfangskräften der Räder mal dem lotrechten Abstand zum Schwerpunkt SP.

5.4.2 Potentialvergleich VA und HA

Abbildung 5-11 zeigt das relative Giermoment $M_{SPz}/M_{SPz}(HA)$ in Abhängigkeit vom Lenkwinkel nach Ackermann²⁵. Das maximale $M_{SPz}(VA)$ liegt bei einem Lenkwinkel von 0° mit 99 % von $M_{SPz}(HA)$ nahezu auf dem Niveau des $M_{SPz}(HA)$. Der Unterschied ist in der geringeren Spurweite an der VA begründet²⁶. Bei steigendem Lenkwinkel sinkt das darstellbare Giermoment durch die QMV an der VA im Vergleich zur HA. Der Anteil des kurveninneren Rads am Giermoment reduziert sich stärker als der Anteil des kurvenäußeren Rads erhöht wird. Der Grund liegt an den geometrischen lotrechten Abständen zwischen der Umfangskraft am Rad und dem SP. Bei einem Lenkwinkel von ca. 27° verläuft die Umfangskraft des inneren Rads durch den SP und der Anteil am Giermoment ist Null. Bei weiterer Erhöhung des Lenkwinkels verringert dieses Rad sogar das resultierende Giermoment. Folglich müsste die Umfangskraft das Vorzeichen wechseln, was sich jedoch in einem M_{Res} auswirken würde.

²⁵ Lenkwinkel nach Ackermann siehe z. B. [Haken & Klement, 2008]

²⁶ In der Regel haben Sportwagen mit Standardantrieb eine größere Spurweite an der HA (Antriebsachse).

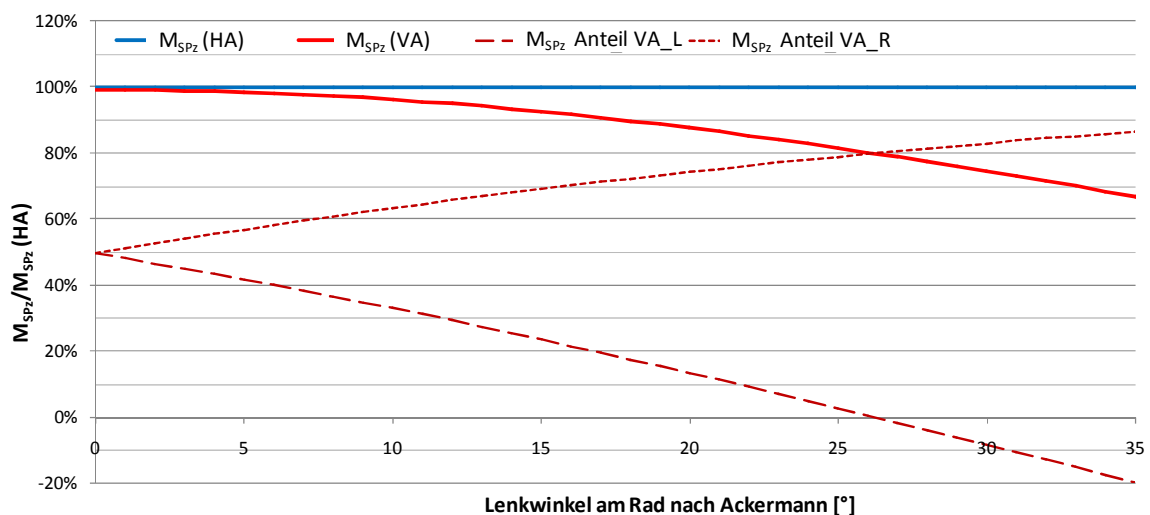


Abbildung 5-11: Vergleich Giermomente um SP (M_{SPz}) an VA und HA normiert

Das resultierende Giermoment M_{SPz} (VA) liegt bei einem maximalen Lenkwinkel von ca. 30° in Relation zum M_{SPz} (HA) im Bereich von 74 %. Aus geometrischer Sicht hat das Hybridkonzept P3/2 in Bezug auf die QMV im Vergleich zu P4/2 leichte Vorteile, da an der HA zur Erzeugung des gleichen M_{SPz} geringere Radumfangskräfte notwendig sind. Das führt bei Ausnutzung des gesamten Kraftschlusspotentials der Reifen zu höheren möglichen Kräften in Querrichtung und folglich zu höheren Kurvengeschwindigkeiten.

Beeinflussung M_{SPz} durch statische/dynamische Radlasten

Die folgenden Betrachtungen erfolgen ohne Berücksichtigung des Lenkwinkels, damit die negativen reduzierenden Einflüsse des Lenkwinkels auf das Giermoment beim Hybridkonzept P4/2 nicht wirksam sind.

Keine Längsbeschleunigung

Unter der Voraussetzung einer Gleichverteilung der Achslasten (50/50) ist mit TV an der HA eine stärkere Agilisierung zu erzielen als mit der QMV an der VA (vgl. auch [Depner, 2011]). Das Fahrzeug tendiert bei Beaufschlagung mit einer zusätzlichen Umfangskraft (aufgrund M_{Diff}) des bereits durch die dynamische Radlastverteilung (in Querrichtung) entlasteten kurveninneren Reifens an der VA in Richtung Untersteuern. Im Falle des TV an der HA kann der Radschlupf, der aus der Antriebsleistung zum Fahren mit konstanter Geschwindigkeit resultiert, verringert werden und das wiederum führt zu einer Stabilisierung der HA.

Das TV-Potential ist aufgrund des statischen Radlastvorteils²⁷ und der geringfügig größeren Spurweite an der HA beim Hybridkonzept P3/2 nochmals leicht erhöht. Somit ist der Giermo-

²⁷ Beim P3/2 ist die statische Normalkraft auf der HA um 0.4 % größer als an der VA beim Hybridkonzept P4/2.

mentenaufbau zur Agilitätssteigerung durch die QMV an der HA effektiver als an der VA und P3/2 gegenüber P4/2 hierbei leicht im Vorteil.

Die Stabilitätseingriffe der QMV in die Fahrdynamik des Fahrzeugs sind tendenziell beim P4/2 zielführender, da hier bei Erhöhung des M_{Diff} im Vergleich zum P3/2 eine Sättigung in Bezug auf die Fahrstabilität (Schwimmwinkel $\beta \rightarrow 0^\circ$) eintritt. Beim P3/2 muss M_{Diff} bei der Stabilisierung begrenzt werden [Depner, 2011], da das Eigenlenkverhalten aufgrund der zusätzlichen Momentenbeaufschlagung des entlasteten inneren Rades ansonsten in Richtung Übersteuern tendiert.

Positive Längsbeschleunigung

Das Hybridkonzept P3/2 ist in diesem Fall aufgrund der dynamischen Radlastverlagerung zur HA tendenziell besser, da das Kraftschlusspotential der Reifen höher ist. Die Steigerung der Agilität durch TV an der HA führt weiter zu einer Reduzierung des Antriebsmoments am inneren Rad der HA und entlastet folglich durch das eindrehende TV-Moment den Reifen in Umfangsrichtung. Damit steigt das mögliche Querführungspotential der HA an.

Negative Längsbeschleunigung

Hierbei kann die VA ein größeres Kraftschlusspotential aufbauen. Somit verschieben sich die Querdynamikpotentiale in Richtung P4/2. Stabilisierende Eingriffe (im Falle eines situativ überforderten Fahrers) gehen meist mit dem Wunsch der Geschwindigkeitsreduzierung einher. Vergleichbar mit Bremseneingriffen von Stabilitätsregelprogrammen, die, wenn möglich, immer an der VA durchgeführt werden, ist P4/2 aus Sicht der QMV zur Stabilitätssteigerung zielführender, da sich das Fahrverhalten tendenziell in Richtung eines leichter kontrollierbaren Untersteuerns verändert.

Beeinflussung Lenkmoment des Fahrers

Ein wesentlicher Nachteil der QMV an der VA ist der Einfluss des M_{Diff} auf das Lenkmoment des Fahrers. Die Differenz der beiden Umfangskräfte der vorderen Räder, multipliziert mit dem Störkrafthebelarm²⁸, führt zu einem Drehmoment, das über die Lenkkinematik (Spurstange, Zahnstange etc.) auf das Lenkrad übertragen wird. Das TV an der VA (P4/2) beeinflusst dadurch das Lenkgefühl des Fahrers deutlich.

Das Rückstellmoment der Lenkkinematik (Lenkmoment) wird beim TV zur Agilitätssteigerung mit steigendem M_{Diff} kontinuierlich verringert und es nimmt ab einem bestimmten M_{Diff} sogar negative Werte an. Folglich müsste der Fahrer ein Lenkmoment entgegen der Drehrichtung des Lenkrads aufbringen. Dies hätte sicherheitskritische Konsequenzen, da sich das Fahr-

²⁸ Störkrafthebelarm siehe z. B. in [Heißing, Ersoy & Gies, 2011]

zeug beim Loslassen des Lenkrads weiter eindrehen würde. Theoretisch kann dieser Einfluss auf das Lenkmoment des Fahrers beispielsweise durch eine elektromechanische Servounterstützung kompensiert werden. Dies bedeutet einen hohen Regel- und Applikationsaufwand, um ein sportliches Lenkgefühl und folglich eine reproduzierbare Rückmeldung der Schnittstelle Reifen/Fahrbahn bis in den Grenzbereich des Fahrzeugs zu generieren. Störgrößen (Fahrbahnunebenheiten, Änderung Reibwert etc.) wirken sich somit auf das M_{Diff} und gleichzeitig auf die Regelung/Kompensation des zusätzlichen Lenkmoments aus.

Das Hybridkonzept P3/2 hat aufgrund der Unabhängigkeit vom Lenkwinkel, der leicht erhöhten Spurweite und der größeren statischen Last an der HA gegenüber der VA beim Hybridkonzept P4/2 ein höheres Agilitätspotential. Bei der Aktuierung zur Stabilitätssteigerung ist P4/2 durch die leichter beherrschbare Reaktion des Fahrzeugs (Untersteuern) und die Sättigung des Schwimmwinkels bei Erhöhung des M_{Diff} tendenziell besser als P3/2 (Voraussetzung ist hierbei die reproduzierbare Kompensation des Lenkmomenteinflusses).

Das Einstellen eines Differenzmoments ist auch an der VA von Vorteil, jedoch ist das Potential bei der Aktuierung an der HA deutlich größer [Granzow, 2007] und [Greger, 2006].

5.5 Fazit der Potentialbewertung Querdynamik

Auf Basis der in wissenschaftlichen Abhandlungen aufgezeigten Verbesserungsmöglichkeiten durch Quermomentenverteilung im Fahrzeug bieten die Hybridkonzepte P3/2 und P4/2 ein weiteres Potential zur Steigerung der Querdynamik. Um diese Möglichkeiten mit den Anforderungen eines Sportwagens ausschöpfen zu können, ist die EM-Konfiguration *100 kW* erforderlich. Dabei stellt die Anbindung der EM mit einer Abkopplung im Bereich von 200 km/h einen zielführenden Kompromiss zwischen der Darstellung eines ausreichenden Sperrmoments, der Verfügbarkeit des M_{Diff} und der reproduzierbaren Darstellung dar.

Die wesentlichen Vorteile der Hybridkonzepte liegen im dynamischeren Aufbau des M_{Diff} gegenüber der QMVH. Die Verluste des P3/2 sind am NBR unwesentlich geringer als die der QMVH. Die Verlustenergie des P3/2 beträgt in einer Runde NBR 1090 kJ (maximal notwendiger Energieinhalt des E-Speichers, wenn die gesamte Verlustleistung über den E-Speicher gedeckt werden müsste).

Die TV-Eingriffe bei positiver Fahrzeugbeschleunigung und zur Agilitätssteigerung sind beim P3/2 zielführender als beim P4/2. Umgekehrt sind die Potentiale bei Stabilitätssteigerungen und grundsätzlich während Verzögerungen beim P4/2 größer. Insgesamt ist P3/2 in Bezug auf die Querdynamik gegenüber P4/2 im Vorteil, da das TV-Moment keine direkte Rückkop-

plung auf das Lenkmoment hat und P3/2 bei steigendem Lenkwinkel und gleichen Radumfangskräften ein höheres M_{Diff} aktivieren kann.

6 Berechnung Potential Rundstreckenzeit

Nach der Betrachtung des Querdynamikpotentials durch Einzelradaktuatorik der E-Maschinen (s. Kap. 5) und der Ergebnisse aus den Längsdynamikberechnungen (s. Kap. 4) von Hybridfahrzeugen werden die einzelnen Hybridkonzepte und Konfigurationen auf der Rundstrecke verglichen. Dabei haben sowohl die Längs- als auch die Querdynamik des Fahrzeugs einen großen Einfluss auf die Rundenzeit. Diese beiden Dynamik-Eigenschaften müssen für eine minimale Rundenzeit optimal sein. Das Ziel dieses Kapitels ist die Berechnung des Rundenzeit-Potentials der Hybridfahrzeuge gegenüber dem konventionellen Fahrzeug und somit die Bewertung des Fahrdynamikpotentials der einzelnen Hybridkonzepte.

6.1 Grundlagenbetrachtung Rundstrecke

Zunächst werden das Vorgehen und die grundsätzlichen Einflüsse der Hybridisierung auf die auftretenden Fahrzustände im Rundstreckenbetrieb betrachtet.

6.1.1 Vorgehen Rundstreckenberechnung

Bei der Rundstreckenberechnung werden die Verbesserungen des Instationärverhaltens durch die konzeptionellen Vorteile der Elektrifizierung nicht berücksichtigt. Der Grund liegt am nicht auflösbaren Einfluss des Fahrers. Ein geübter Fahrer kann das verzögerte Instationärverhalten des VM durch seine kognitiven Fähigkeiten ausgleichen, indem er früher Gas gibt oder sogar gleichzeitig Fahrpedal und Bremse betätigt. Beide Maßnahmen haben zur Folge, dass der verzögerte Aufbau des Drehmoments zum Teil oder sogar vollständig kompensiert werden kann. Ein ungeübter Fahrer hingegen kann die Verbesserung des Instationärverhaltens nutzen um leichter und weiter in den physikalischen Grenzbereich zu fahren und somit seine individuelle Rundenzeit zu verbessern. Da hier das maximale Rundenzeitpotential des Hybridfahrzeugs gegenüber dem konventionellen Fahrzeug bestimmt werden soll, muss von einem idealen Fahrer (bezogen auf die Rundenzeit) ausgegangen werden.

Der positive Einfluss des Torque-Vectorings auf die Stabilität und Agilität des Fahrzeugs kann hier ebenfalls nicht in einem Rundenzeiteinfluss quantifiziert werden. Auch hier ist der Fahrereinfluss ein Faktor, der nicht exakt aufzulösen ist. Ein weniger geübter Fahrer kann von der Einzelradaktuatorik besser profitieren als ein „Profi“.

Im ersten Schritt der Rundenzeitberechnung (Pre-Processing) wird mit *Race* die Ziel-Geschwindigkeit ermittelt (s. *Abbildung 6-1*). Hierbei wird der Einfluss der Hybridisierung in Masse und Achslastverteilung berücksichtigt. Für die Vergleichbarkeit der unterschiedlichen Hybridkonzepte ist es notwendig, die Fahrzeuge auf das gleiche Fahrverhalten (s. *Kapitel 3.1.4*) abzustimmen (gleiche Differenz der Schräglaufwinkel von VA zu HA). Damit die Ziel-Geschwindigkeit in den Vollast-Passagen nicht begrenzend wirkt, ist diese mit deutlich mehr Antriebsleistung (200 %) berechnet. Das Hybridkonzept P4 ist mit 100 % Leistung, zuzüglich der maximalen EM-Leistung kalkuliert (s. *Kap. 6.2.2*).

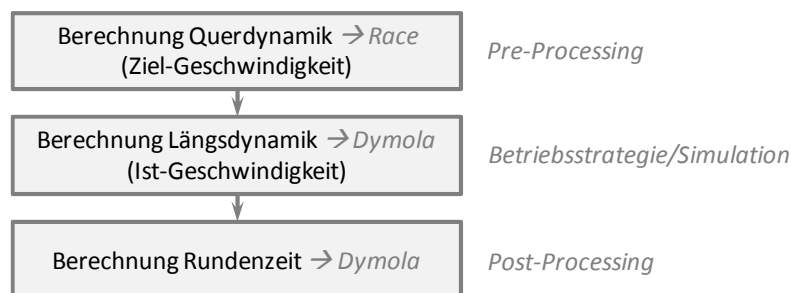


Abbildung 6-1: Vorgehen/Struktur Rundstreckenberechnung

Im zweiten Teil (Betriebsstrategie/Simulation) wird in *Dymola* durch die EM aktiv Einfluss auf die Längsdynamik des Hybridfahrzeugs ausgeübt. Dabei wird mit der Betriebsstrategie (s. *Kap. 6.2*) die optimale Drehmomentabgabe der EM im jeweiligen Hybridkonzept geregelt. Abschließend wird die Rundenzeit mit *Dymola* im Post-Processing berechnet (s. *Kap. 3.1.4*).

6.1.2 Einfluss Hybridisierung auf Fahrzustände

In diesem Abschnitt werden die passiven Einflüsse (Masse und Achslastverteilung) der Elektrifizierung analysiert. Dabei dienen stationäre Fahrzustände, die auf der Rennstrecke vorkommen, als Beispiele, um die grundlegenden Auswirkungen auf die Längs- und Querdynamik aufzeigen zu können.

Fahrzustände ohne Querbeschleunigung

Während der Fahrt ohne Querbeschleunigung sind auf der Rennstrecke im Wesentlichen die positive und die negative Längsbeschleunigung zu unterscheiden, bei denen sich die Masse der Hybridkomponenten und deren Verteilung auf die Beschleunigung auswirken. Für die Grenzbetrachtung werden die maximal möglichen Beschleunigungen untersucht.

Positive Beschleunigung

Hierbei sind zwei limitierende Faktoren wie folgt zu untersuchen:

- Kraftübertragung Reifen: Bei niedrigen Geschwindigkeiten (je nach Hybridkonzept bis ca. 75 km/h) steht mehr Antriebsleistung zur Verfügung, als der Reifen übertragen kann. Die folgende Gleichung zeigt, dass die maximale Beschleunigung von den geometrischen Größen (SP_x , Radstand l) und den Haftreibungskoeffizienten μ der VA und der HA abhängig sind. Der Koeffizient μ ist wiederum von der aktuellen Radlast der Reifen und somit von der Fahrzeugmasse und Achslastverteilung abhängig. Bei angenommener, idealer Schlupfregelung (maximaler Haftreibungsbeiwert) sind wie in *Abbildung 6-2* gezeigt, folgende maximale Beschleunigungen im Vergleich zum konventionellen Fahrzeug möglich. Hierbei ergeben sich deutliche Verbesserungen bei der Beschleunigung auf bis zu 6.5 % beim P3/1 und 58.7 % beim P4/1 aufgrund der zusätzlichen Antriebsachse.

$$a_{Limit_Reifen} = \frac{SP_x \cdot (\mu_{HA} - \mu_{VA}) + l \cdot \mu_{VA}}{l - |SP_z \cdot (\mu_{HA} - \mu_{VA})|} \cdot g \quad \text{Gleichung 6-1}^{29}$$

- Antriebsleistung: Auf Rennstrecken mit hohen Geschwindigkeiten überwiegt der Anteil, in denen die Antriebsleistung und nicht das Kraftschlusspotential der Reifen die Grenze darstellt. Zusätzlich zum Mehrgewicht der E-Komponenten (bis zu 14.3 % der Masse des Basisfahrzeugs) müssen auch weitere rotatorische Trägheiten (EM, EM-Anbindung) beschleunigt werden. Um die Beschleunigung des konventionellen Fahrzeugs verbessern zu können, ist $F_{Antrieb}$ durch die EM ($EM_{Overboost}$) relativ um mehr als die Masse der Hybridisierung zu erhöhen.

$$a_{Limit_Antrieb} = \frac{F_{Antrieb}}{m_{Fahrzeug}} \quad \text{Gleichung 6-2}$$

Die quantitativen Auswirkungen dieser mathematischen Zusammenhänge auf die reine Längsbeschleunigung (Beschleunigungszeit 0–100/200 km/h) siehe in *Kapitel 4.2*.

Negative Beschleunigung

Das Bremssystem ist so ausgelegt, dass den limitierenden Faktor bei der Kraftübertragung stets der Reifen darstellt. Die ABS-Regelung regelt dabei auf einen idealen Schlupf der Reifen. Auch die minimal mögliche Beschleunigung wird über die *Gleichung 6-1* berechnet und ist somit von den gleichen Parametern abhängig wie die positive Beschleunigung (Haftreibungskoeffizient ist hierbei für die Verzögerung negativ einzusetzen).

²⁹ Herleitung der Gleichung s. [Ransberger, 2011]

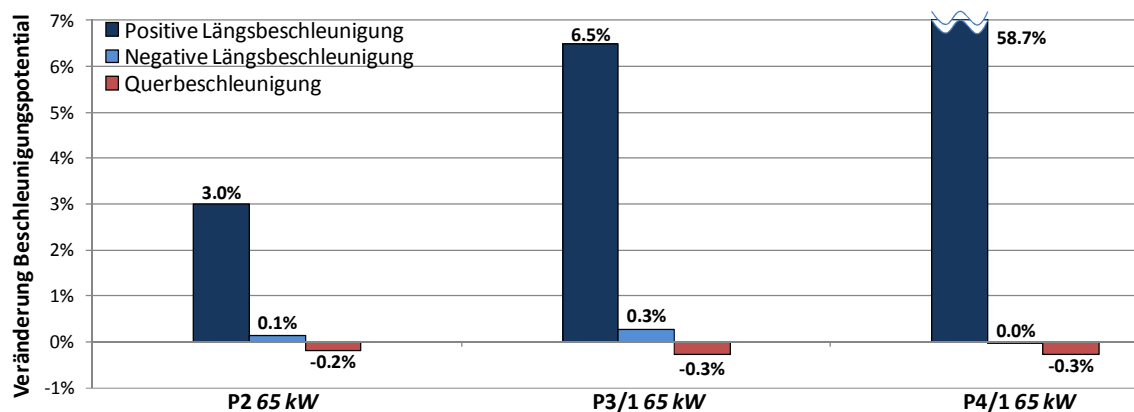


Abbildung 6-2: Maximale Beschleunigungspotentiale durch Kraftschluss der Reifen

Abbildung 6-2 zeigt den geringen Einfluss des Hybrid-Zusatzgewichts auf die Verzögerung. Bei den höheren auftretenden Radlasten fällt der Haftreibungskoeffizient nur minimal ab (maximal 0.1 %). Die gleichmäßigere dynamische Achslastverteilung von VA und HA während der Verzögerung verhilft P3/1 zu einer um 0.3 % besseren Negativbeschleunigung gegenüber dem konventionellen Fahrzeug.

Die theoretische, durch den Reifen begrenzte Längsbeschleunigung liegt beim Hybridfahrzeug höher. Ist die Antriebsleistung begrenzend, muss die nachfolgende Betriebsstrategie das Mehrgewicht durch den $EM_{\text{Overboost}}$ überkompensieren.

Fahrzustände mit Querbeschleunigung

Die Fahrzustände mit Querbeschleunigung treten auf der Rundstrecke sehr oft auf, weshalb sich die erreichbare Querbeschleunigung/Kurvengeschwindigkeit deutlich auf die Rundenzeit auswirkt. Wie bei der Längsbeschleunigung ist auch die maximale Querbeschleunigung von der SP-Lage und dem Haftreibungskoeffizienten in Querrichtung abhängig. Aufgrund der Verlagerung der dynamischen Radlasten in Querrichtung des Fahrzeugs ist für die Berechnung der maximalen Querbeschleunigung ein ZweispurModell mit vier unabhängigen Rädern notwendig (s. Kap. 3.2). Abbildung 6-2 zeigt die relative Verringerung der maximalen Querbeschleunigung von 0.3 % im Vergleich zum konventionellen Fahrzeug. Trotz des hohen Zusatzgewichts von bis zu 14.3 % ist dieser Wert aufgrund der flachen Ausprägung des radlast-abhängigen Haftreibungsbeiwerts in Querrichtung des Reifens im Bereich seines maximalen Werts gering.

Effekte wie eine zusätzliche Erwärmung oder ein höherer Verschleiß der Reifen aufgrund der größeren Radlasten sowie die zusätzliche Bremsenaufheizung durch die höhere Masse müssen bei der Auslegung des Fahrzeugs berücksichtigt werden. In der Rundenzeitberechnung sollen sich diese Faktoren nicht negativ auswirken.

Die Auswirkung der erhöhten Masse auf die Längsdynamik und die reduzierte maximale Querschleunigung auf die Rundenzeit werden in *Kapitel 6.3* berechnet und sollen durch den $EM_{\text{Overboost}}$ überkompensiert werden.

6.1.3 Auswahl Rundstrecken

Als Grundlage für die Auswahl der Rennstrecken folgender Rundenzeitberechnungen dient der „Sportauto Supertest“ [Von Saurma, 2012]. Bei diesem Test werden Sportwagen auf der Nürburgring Nordschleife (NBR) und auf dem kurzen Hockenheimring (HHR) verglichen. Der NBR gilt als die „wohl härteste Strecke der Welt“ [BMW M., 2012], weshalb er für diese Berechnungen ausgewählt wurde. „Fahrzeuge, die auf dieser Strecke schnell sind, sind überall schnell“ [Röhl, 2010]. Dieses Zitat zeigt die Belastbarkeit der folgenden Ergebnisse in Bezug auf deren Allgemeingültigkeit. Ergänzt werden die Untersuchungen durch den HHR, weil diese Strecke zusätzlich einen geringeren Geschwindigkeitsbereich und somit langsamere Kurven abdeckt.

6.1.4 Rekuperationspotential

Beim Betrieb auf der Rennstrecke kommen sehr hohe Verzögerungen/Bremsleistungen über eine relativ kurze Zeitdauer von 0.3 s bis maximal ca. 5.8 s (NBR) zustande. Aus Beschleunigungen von unter -10 m/s^2 resultieren dynamische Achslasten, die an der VA um den Faktor Zwei höher sind als an der HA. Folglich sind die Leistungen an der HA ca. halb so groß wie an der VA. Um die Rekuperationsfähigkeit an den beiden Achsen mit unterschiedlichen EM-Leistungen bewerten und vergleichen zu können, wird das Rekuperationspotential wie folgt definiert:

Das Rekuperationspotential ist das Verhältnis der mechanischen Energie an der EM, die generatorisch aufgebracht werden kann, zur maximal zur Verfügung stehenden Bremsenergie (beim konventionellen Fahrzeug: Wärmeenergie der Reibbremse).

Für die Vergleichbarkeit der Rekuperationspotentiale der beiden Achsen muss die Bremskraftverteilung an die VA bzw. HA angepasst werden. Dabei wird die jeweilige Achse im Vergleich zur idealen Bremskraftverteilung für die Erhöhung des Rekuperationspotentials „überbremst“. Die Voraussetzung zur Darstellung des maximalen Potentials ist die Möglichkeit der freien Aufteilung der Bremsleistung zwischen der EM und der Reibbremse (frei bilanzierbares Bremssystem) über den gesamten Verzögerungsbereich und die Möglichkeit der Verteilung der Bremskraft nach der dynamischen Achslastverlagerung (s. in [Koschenez, 2006], [Ransberger, 2011]).

Die folgenden Berechnungsergebnisse sind am Beispiel des Hybridkonzepts P2 65 kW durchgeführt.

Rekuperationspotential an der VA

Aufgrund der dynamischen Achslastverlagerung bei Verzögerungen auf die VA sind die Bremsleistungen dort deutlich höher. Dies hat Auswirkungen auf die Bremsstabilität und somit auch auf die Fahrzeugstabilität, welche im Falle der EM an der VA (P4) besser ist [Schoegg, Haimann & Ress, 2011].

An der VA betragen die Bremsleistungen beim NBR maximal bis ca. 800 kW (HHR: 740 kW), die bei Verzögerungen aus sehr hohen Geschwindigkeiten resultieren. Höhere Leistungen können durch den Reifen nicht übertragen werden. Die ABS-Regelung betreibt den Reifen dabei im idealen Schlupfbereich. An der VA steht beim NBR eine Gesamtenergie von insgesamt 30.0 MJ (HHR: 4.3 MJ) pro Runde zur Verfügung. Mit einer Dauerleistung von 100 kW könnte ein Anteil von 39.4 % (HHR: 41.8 %) der Bremsenergie an der VA zur Rekuperation genutzt werden.

In *Abbildung 6-3* sind die Zeitanteile nach Bremsleistungsklassen aufgeteilt. In 78.6 % der Zeit liegen die Bremsleistungen beim NBR über 100 kW. Eine EM mit 100 kW-Dauerleistung könnte in diesem Zeitanteil mit voller Leistung rekuperieren. Aufgrund der möglichst späten und daher zeitlich kurzen Bremsungen mit hohen Leistungen sind die Anteile zwischen 40 und 100 kW relativ gering. Der Anteil bis 40 kW ist höher, da dieser Bereich bei jedem Bremsvorgang durchlaufen wird. Die Gründe liegen einerseits am Aufbau des Bremsdrucks und somit der Bremsleistung, die systembedingt nicht digital sondern über eine bestimmte Schwellzeit ansteigt. Andererseits sind die leichten Korrekturbremsungen für Anpassungen der Geschwindigkeit unmittelbar vor und in Kurven ausschlaggebend.

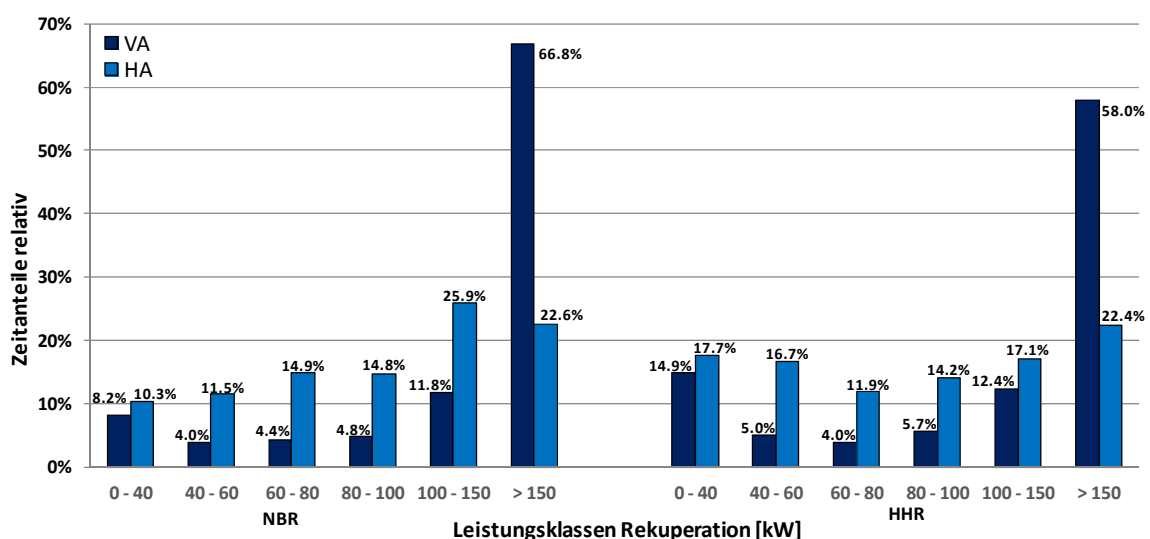


Abbildung 6-3: Leistungsklassen Rekuperation an VA und HA, vgl. [Ransberger, 2011]

Das resultierende Rekuperationspotential der VA liegt bei einer Dauerleistung von 35 kW bei 10.0 %. Bei 100 kW liegt der Anteil bei 26.6 %.

Rekuperationspotential an der HA

Bei der Rekuperation an der HA steht neben der hydraulischen Bremsleistung theoretisch zusätzlich die Schleppleistung des VM als Potential zur Verfügung (im Mittel ca. 40 kW). Dieses weitere Rekuperationspotential ist nur nutzbar, wenn der VM während des Bremsvorgangs abgekoppelt wird. Jedoch müsste dann der Einkuppelvorgang sehr schnell erfolgen und würde eine gewisse Unruhe in den Antriebsstrang bringen, weshalb dieser Fall hier nicht näher betrachtet wird. Andererseits könnten Maßnahmen zur Schleppreduktion einen Teil der Schleppenergie von 4.8 MJ am NBR für eine weitere Erhöhung des Rekuperationspotentials nutzen.

Die Bremsleistungen sind an der HA etwa halb so groß wie an der VA und haben beim NBR einen Maximalwert von ca. 520 kW (HHR: 390 kW). Die Maximalleistung liegt hier über der Hälfte der VA, weil vorn bereits bei 800 kW die maximale Übertragung der Reifen erreicht ist. Die maximale Bremsenergie an der HA beträgt beim NBR 14.5 MJ. Mit 100 kW Dauerleistung können davon 73.0 % rekuperiert werden und das entspricht einem Zeitanteil von 48.3 %. Beim HHR ist dieser Anteil mit 39.5 % geringer und führt daher im Rekuperationspotential zu einem leicht größeren Unterschied zwischen VA und HA. An der HA ist das Rekuperationspotential bei einer Dauerleistung von 100 kW mit 23.8 % (NBR) im Vergleich zur VA um 2.8 %-Punkte geringer. Bei 65 kW sind es lediglich 0.5 %-Punkte Unterschied.

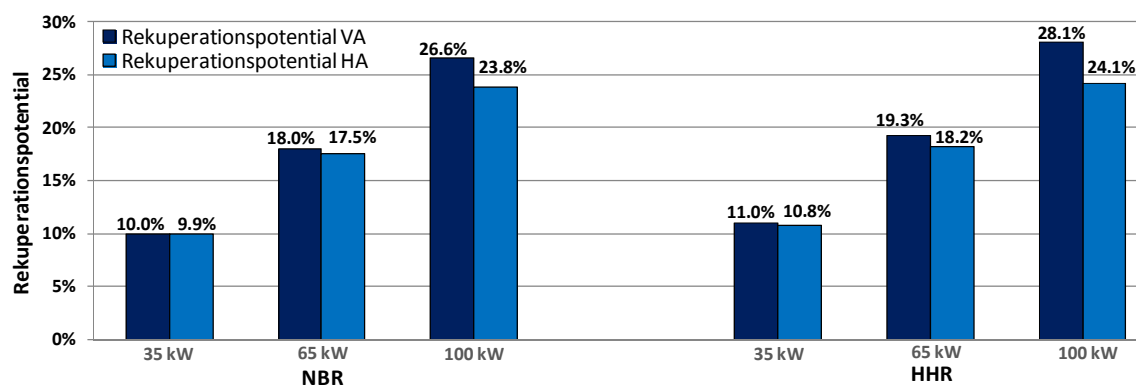


Abbildung 6-4: Rekuperationspotential von VA/HA unterschiedlicher Konfigurationen

Das Rekuperationspotential ist bei den Leistungen von 35 kW und 65 kW auf beiden Achsen nahezu gleich. Selbst bei 100 kW ist der Unterschied gering, obwohl die Bremsleistungen an der VA im Mittel doppelt so hoch sind, wie an der HA. Die Diskrepanzen zwischen den Achsen sind beim HHR mit 4.0 %-Punkten (100 kW) im Vergleich zu 2.8 %-Punkten beim NBR höher. Wegen der Tatsache, dass z. B. die EM 100 kW die maximale Leistung nicht dauerhaft sondern nur über 5 s abgibt und anschließend auf die reduzierte Dauerleistung degra-

diert, liegen die Rekuperationspotentialunterschiede der beiden Achsen zwischen den Werten für die Dauerleistungen von 65 kW und 100 kW. Die verbleibenden Unterschiede könnten durch eine Reduzierung der VM-Schleppleistung weiter reduziert werden.

Die Bremsstabilität an der HA hängt im Wesentlichen von der Regelbarkeit und Bilanzierung der Drehmomente des VM und der EM ab. Unter der Voraussetzung eines frei bilanzierbaren und mit hoher Regelgüte betreibbaren Bremssystems sind die aufgezeigten Rekuperationspotentiale sowohl an der VA als auch an der HA darstellbar.

6.2 Betriebsstrategie Rundstrecke

Die Fahrerwünsche können bei einem Hybridfahrzeug durch unterschiedliche Betriebsarten umgesetzt werden. Da zusätzlich zum VM und Kraftstofftank ein elektrisches Antriebssystem (im Wesentlichen EM und E-Speicher) integriert ist, das bidirektionale Leistungsflüsse (motorisch/generatorisch) darstellen kann, steigt die Anzahl der darstellbaren Betriebsarten deutlich an. Damit der Fahrer nicht überfordert wird, übernimmt eine intelligente Betriebsstrategie die Aufteilung der Leistungsflüsse und somit das Energiemanagement. Diese Steuerung/Regelung kann unter verschiedenen Zielsetzungen (s. *Kapitel 2.1.2*) stattfinden. In diesem Kapitel wird die Betriebsstrategie für den Betrieb auf unterschiedlichen Rennstrecken entwickelt.

6.2.1 Betriebsstrategie unabhängig vom Hybridkonzept

Die vom Hybridkonzept unabhängige Basis-Betriebsstrategie soll nach den Klassifizierungskriterien hybrider Strategien erfolgen (s. *Kap. 2.2.3*). Zunächst werden die Zielgrößen für den Betrieb auf der Rennstrecke erläutert.

Zielgrößen

Zwei zentrale Zielgrößen bestimmen die Betriebsstrategie für die Rundstrecke (s. *Kapitel 2.1.2*).

Die minimal mögliche Rundenzeit des Hybridfahrzeugs ist eine davon. Hierbei müssen viele wichtige sportliche Eigenschaften (z. B. hohe Längs- und Querdynamik, gute Fahrbarkeit) zusammenspielen. Die Drehmomentaddition aus VM und EM ($EM_{\text{Overboost}}$) kann beim Hybridfahrzeug aktiv für die Betriebsstrategie genutzt werden und muss zwei wesentliche Nachteile der Elektrifizierung (über)kompensieren: zum Einen die höheren Massen und rotatorischen Trägheiten und zum Anderen die geringeren Kurvengeschwindigkeiten.

Die zweite Zielgröße ist die Reproduzierbarkeit. Es darf nur soviel elektrische Energie aus dem E-Speicher entladen werden, wie im Verlaufe einer Runde wieder geladen werden kann. Dies führt zu einem ausgeglichenen SoC und somit zu einem reproduzierbaren Fahrverhalten des Fahrzeugs.

Die Ziele können durch die optimale Wahl und Regelung der folgenden Betriebsarten aktiv beeinflusst werden.

Betriebsarten

In den meisten Ausprägungen der Hybridkonzepte und Konfigurationen ist die Ladeenergie die begrenzende Größe. Sie bestimmt dadurch die Entladeenergie aus dem E-Speicher.

Laden

Der E-Speicher kann durch die zwei folgenden Betriebsarten geladen werden.

Rekuperation

Die Rekuperation ist die zu bevorzugende Ladeart, da diese keinen zusätzlichen Kraftstoff benötigt, den VM nicht zusätzlich belastet und die Leistung des Bremssystems reduziert. Die Rekuperation kann einen Teil der kinetischen Energie „kostenlos“ nutzbar machen (vgl. auch KERS³⁰). Die Kraftverteilung des Bremssystems ist auf die jeweilige Achse mit der EM anzupassen, damit diese bei leichten Verzögerungen leicht „überbremst“ werden kann. Die Abkopplung des VM während des Bremsvorgangs ist im Folgenden nicht sinnvoll, da die EM bereits ohne zusätzliche Schleppleistung des VM an ihre Leistungsgrenzen gerät und in den Continuous-Bereich degradiert. Dieses weitere Potential ist daher nicht ausschöpfbar.

Lastpunktanhebung VM (LPAn)

Die Lastpunktanhebung des VM kann durch die EM genau dann erfolgen, wenn der VM noch Leistungsreserven aufweist und die EM generatorisch noch nicht an der Leistungsgrenze ist. Auf der Rennstrecke kommt dieser Zustand während der Kurvenfahrt vor. Diese somit zusätzlich zur Rekuperation mögliche Energiemenge ist beträchtlich. In Abhängigkeit vom Hybridkonzept, von der EM-Anbindung und der Rennstrecke kann es vorkommen, dass mehr elektrische Energie zur Verfügung steht, als für den Boostvorgang ausgegeben werden kann. In diesem Fall wird nur soviel geladen (Reduktion Komponentenbelastung), dass der SoC am Ende der Runde ausgeglichen ist. Zuerst wird die LPAn-Leistung reduziert und dann die Rekuperationsleistung (dieser Fall kommt auf dem NBR und HHR nicht vor).

³⁰ Kinetic Energy Recovery System; Hybrid im Motorsport [Nimmervoll, 2009]

Die Leistung der LPAn ist bis zu einem relativen SoC von 70 % unbegrenzt. Erst darüber erfolgt eine Degradation aus Gründen des E-Speicher-Schutzes vor einer Überladung. Im Rennstreckenbetrieb wird das Bordnetz durch den generatorischen Betrieb der EM versorgt.

Die LPAn ist beim Hybridkonzept P4 nicht möglich (s. Kap. 6.2.2), weshalb die Leistung der LPAn in diesem Fall auf Null parametrisiert wird.

Entladen

Das Entladen des E-Speichers kann durch reines E-Fahren, Lastpunktabsenkung des VM und durch einen $EM_{\text{Overboost}}$ über der VM-Volllastkurve erfolgen. Das E-Fahren ist aufgrund der geringen Leistung der EM im Vergleich zum VM im Hinblick auf eine optimale Rundenzeit nicht zielführend. Bei Rennwagen ist reglementbedingt ein elektrisches Durchfahren der Boxengasse möglich, wird hier jedoch nicht weiter betrachtet.

Eine Lastpunktabsenkung des VM ist als Überladungsschutz des E-Speichers funktional implementiert (SoC > 95 %), jedoch wird dieser Zustand von der Betriebsstrategie ausgeschlossen (nicht effizient in Bezug auf eine minimale Rundenzeit!).

Der $EM_{\text{Overboost}}$ wird für die zusätzliche Beschleunigung des Hybridfahrzeugs eingesetzt. Hierbei ist der optimale Entladezeitpunkt für eine ideale Rundenzeit zu definieren. Einerseits ist es möglich, dem Fahrer durch einen „Boost-Knopf“ die Möglichkeit zu geben, den $EM_{\text{Overboost}}$ auf der Rennstrecke situationsabhängig einzusetzen (z. B. beim Überholvorgang). Andererseits soll hier eine intelligente Betriebsstrategie die Steuerung und Regelung der Entladung/-Energieausgabe zeitoptimal vornehmen.

Da die zur Verfügung stehende Entladeenergie meistens limitiert ist, gibt es für die Begrenzung der Energieausgabe theoretisch folgende drei Möglichkeiten:

- Begrenzung der Leistung von $EM_{\text{Overboost}}$: $P_{EM_{\text{Overboost}}}$
- Begrenzung der Beschleunigungszeit mit $EM_{\text{Overboost}}$: $T_{EM_{\text{Overboost}}}$
- Begrenzung des Geschwindigkeitsbereichs mit $EM_{\text{Overboost}}$: $V_{EM_{\text{Overboost}}}$

Abbildung 6-5 zeigt die möglichen Begrenzungen des $EM_{\text{Overboost}}$ am Beispiel eines qualitativen Geschwindigkeitsverlaufs. „Je früher zusätzliche Leistung aufgebracht wird, desto höher ist der Zeitgewinn“ [Schoegg, Haimann & Röss, 2011]. Die Begrenzung der EM-Leistung ($P_{EM_{\text{Overboost}}} \rightarrow$ „blauer Punkt“) ist daher nicht sinnvoll, weil die Energieausgabe möglichst früh und somit ohne Leistungsbegrenzung erfolgen muss. Eine Reduktion der EM-Leistung verlängert bei gleicher verfügbarer Energie den Boostvorgang und ist somit nicht optimal in Bezug auf die Rundenzeit.

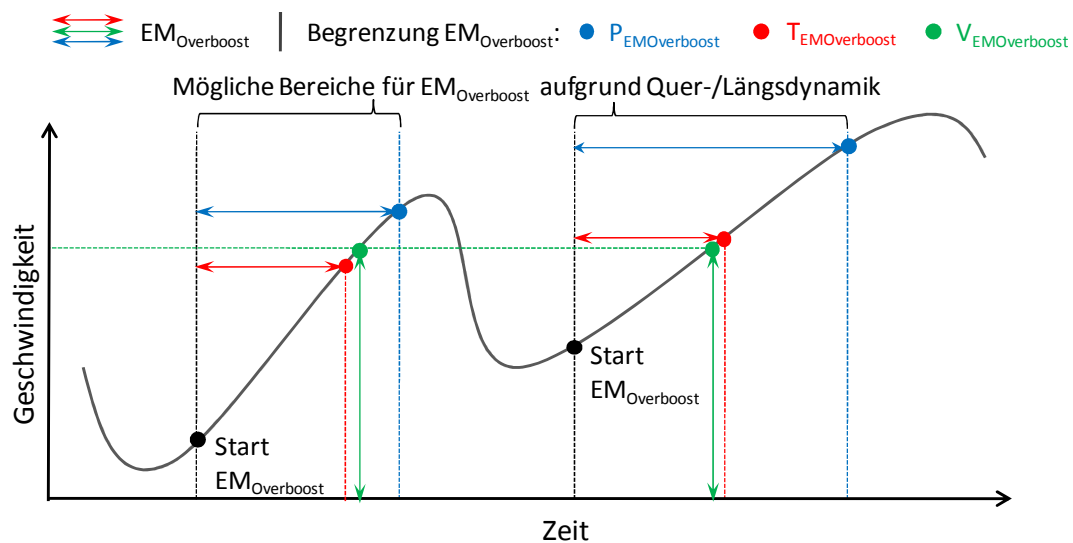


Abbildung 6-5: Möglichkeiten Begrenzung $EM_{Overboost}$

Für eine minimale Rundenzeit muss die Durchschnittsgeschwindigkeit auf der Rennstrecke maximal sein (Strecke ist konstant). Mit Hilfe des $EM_{Overboost}$ kann die Geschwindigkeit während der positiven Beschleunigungsphasen um Δv gegenüber der reinen VM-Beschleunigung weiter erhöht werden.

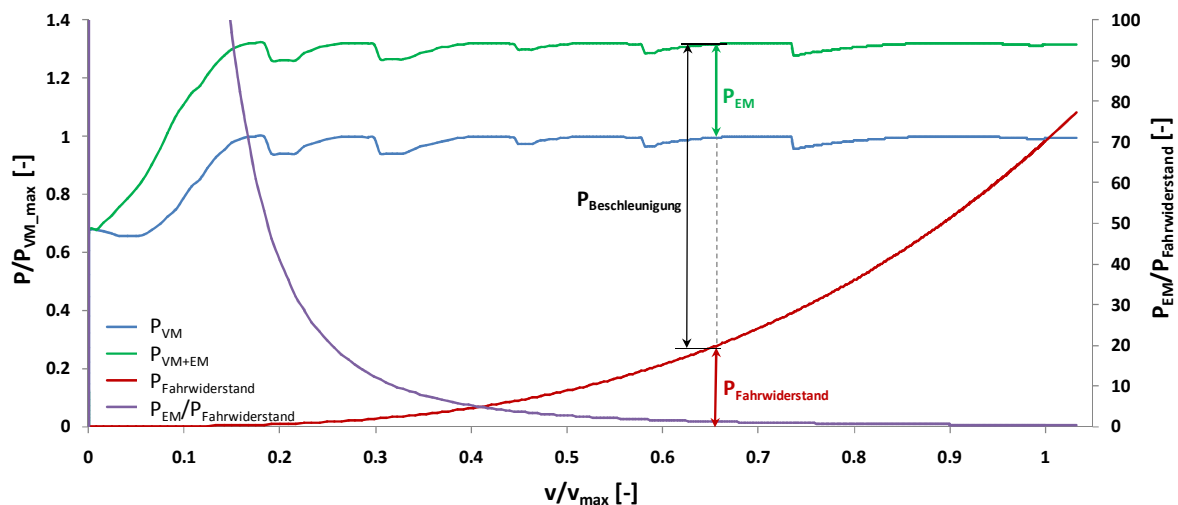


Abbildung 6-6: Beschreibung Boost-Strategie an qualitativer Beschleunigung

Die maximale Δv kann dann erzielt werden, wenn die relative Beschleunigungsleistung der EM in Bezug zur Fahrwiderstandsleistung am größten ist (s. *Abbildung 6-6*). Dieses Verhältnis $P_{EM}/P_{Fahrwiderstand}$ (lila) ist dann am größten, wenn die Geschwindigkeit und damit die Fahrwiderstände am geringsten sind.

Ein $EM_{Overboost}$ bei möglichst geringen Geschwindigkeiten kann nur durch die Begrenzung $V_{EM_{Overboost}}$ erreicht werden. Eine zeitliche Limitierung durch $T_{EM_{Overboost}}$ würde beim Beschleunigen aus z. B. schnellen Kurven einen $EM_{Overboost}$ zulassen, wodurch sich die Effizienz des

$EM_{\text{Overboost}}$ reduziert ($P_{EM}/P_{\text{Fahrwiderstand}}$ zu gering) und die Rundenzeit erhöht. Der Wert für $V_{EM_{\text{Overboost}}}$ ist Rennstrecken-, Hybridkonzept- und Hybridkonfigurationsspezifisch.

Nach Beendigung des $EM_{\text{Overboost}}$ konvergiert Δv wieder gegen Null, da die Fahrwiderstände aufgrund der größeren Geschwindigkeit gegenüber dem reinen VM-Betrieb höher sind.

Ist die EM im Antriebsstrang eingekuppelt und wird gerade keine Leistung gefordert, können die Verluste des magnetischen Felds entweder durch den generatorischen Betrieb der EM oder durch die elektrische Energie aus dem E-Speicher ausgeglichen werden. Vergleichsberechnungen belegen, dass die zweite Lösung in Bezug auf die Rundenzeit effizienter ist [Ransberger, 2011].

Stellgrößen

Die Betriebsstrategie ist auf Basis physikalischer Stellgrößen aufgebaut und der Fahrer regelt das Eingangsmoment des Getriebes (drehmomentorientiert).

Algorithmen

Hierbei handelt es sich im Wesentlichen um einen analytischen Algorithmus, der modell- und kennfeldbasiert ist. Erweitert wird dieser z. B. bei der ABS-, Schlupf- und Rekuperationsmomentregelung um eine reglerbasierte Struktur für kontinuierliche Übergänge.

Optimierungsart

Die Bestimmung der optimalen Boostgeschwindigkeitsgrenzen, bei Bedarf der idealen LPV-Leistungen und die Sicherstellung der Reproduzierbarkeit erfolgt „offline“. Dies ist für die Generierung einer optimalen Rundenzeit ausreichend und könnte mit adaptiven Anpassungen auch im Realfahrzeug eingesetzt werden.

6.2.2 Betriebsstrategie spezifisch Hybridkonzept P4

Das Hybridkonzept P4 hat aufgrund der Kopplung des Antriebsstrangs über die Straße sowohl Vor- als auch Nachteile. Aufgrund der Abhängigkeit der EM-Regelung von der Querdynamik muss die Betriebsstrategie für die Rundstrecke angepasst werden.

Bei hohen Querbeschleunigungen, respektive im fahrdynamischen Grenzbereich, ist das Kraftschlusspotential der Reifen für die Querführung während der Kurvenfahrt voll ausgenutzt. Gerade in diesem Fahrzustand besteht bei den Hybridkonzepten P2 und P3 die Möglichkeit der LPV. Beim P4 ist die LPV auf der Rennstrecke nicht möglich, weil das Fahrzeug dem Streckenverlauf nicht mehr folgen könnte oder nur mit deutlich reduzierten Geschwindigkeiten durch die Kurven fahren könnte (somit ergäbe sich ein Kraftschlusspotential der

Reifen für die zusätzliche längsdynamische Beanspruchung, würde die Rundenzeit jedoch extrem erhöhen). Auch im Alltag hat die LPV beim P4 eine signifikante Beeinflussung des Fahrverhaltens zur Folge, stark abhängig von der Fahrbahnbeschaffenheit und somit für den Fahrer nicht immer vorhersehbar (reproduzierbar). Die Bestätigung dieser Aussagen erfolgt durch [Brand, Limmer & Metko, 2011].

Der wesentliche Vorteil des P4 ist der Traktionsvorteil gegenüber den rein heckgetriebenen Hybridkonzepten durch den „elektrischen Allrad“. Aufgrund der Tatsache, dass für die Längs- und Querdynamik zwei unterschiedliche Rechenprogramme verwendet werden und dass beim Allrad eine ideale Verteilung der Antriebsleistung auf die beiden Achsen vorgenommen wird, ist eine exakte Berechnung des idealen Zeitpunkts für den Boostvorgang hier nicht möglich. Durch den Traktionsvorteil des P4 kann es aber sinnvoll sein, bereits einen EM_{Boost} unter der VM-Volllast (anstatt $EM_{Overboost}$) für einen Rundenzeitvorteil einzusetzen.

Die Rundenzeit kann nur durch folgende Grenzbetrachtungen in einem Korridor eingegrenzt werden:

- Heckantrieb (RWD) → kein Traktionsvorteil → Durchführung $EM_{Overboost}$
- Allradantrieb (AWD)³¹ → Traktionsvorteil (jedoch wirkt die Antriebsleistung des VM auf beide Achsen, obwohl die VA nur die Leistung der EM antreiben kann. Hier wird die gesamte Leistung auf beide Achsen aufgeteilt) → Durchführung EM_{Boost}

Die reale Rundenzeit befindet sich zwischen den Grenzbetrachtungen RWD und AWD, da RWD einerseits den Traktionsvorteil durch die zusätzlich angetriebene Achse nicht nutzen kann. Andererseits wird beim AWD die Leistung des VM auf beide Achsen verteilt, obwohl nur die EM-Leistung auf die VA wirken kann.

6.3 Ergebnisse Rundstreckenberechnung

Nach der Untersuchung der Grundlagen und Einflüsse der Hybridisierung auf die Dynamik sowie der Entwicklung der Betriebsstrategie werden in diesem Kapitel die quantitativen Auswirkungen der unterschiedlichen Hybridkonzepte und Konfigurationen auf die Rundenzeiten berechnet. Dabei bildet das konventionelle Fahrzeug die Basis für die Rundenzeitreferenz.

³¹ Die Sollgeschwindigkeit (Querdynamikrechnung mit *Race*) ist beim AWD mit 100 % der VM-Leistung plus der jeweiligen maximalen Leistung der EM berechnet (Vgl. mit Kapitel 6.1.1).

6.3.1 Anpassung Fahrerparameter und Rundenzeitberechnung

Im Folgenden werden die Abweichungen der Ist- von der validierten Sollgeschwindigkeit in *Dymola* betrachtet.

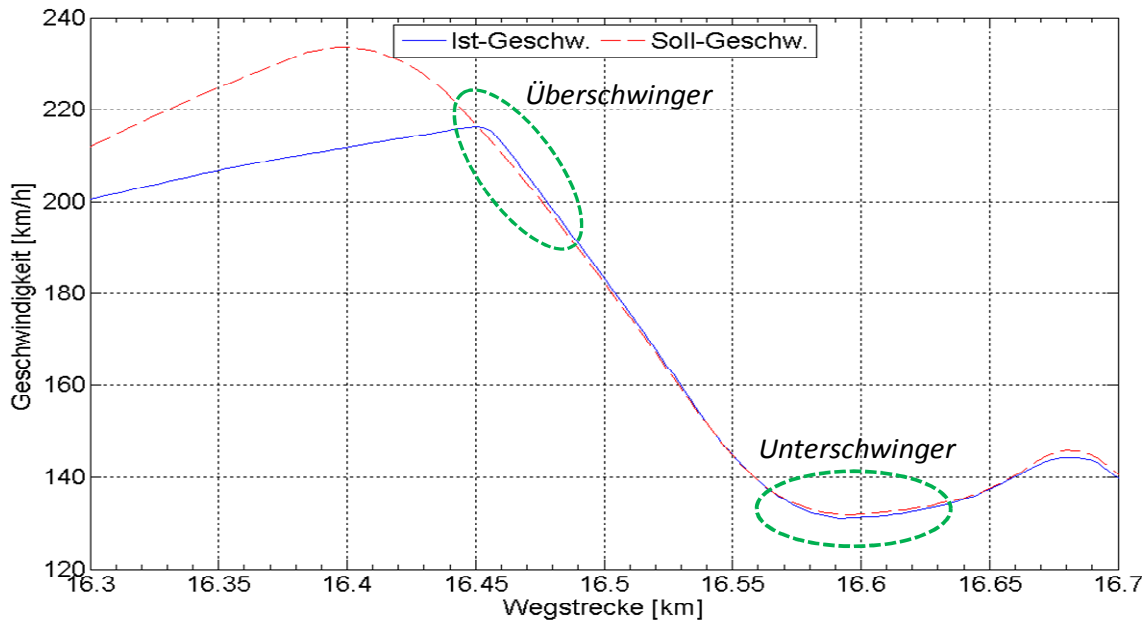


Abbildung 6-7: Ausschnitt aus Berechnung NBR, vgl. [Ransberger, 2011]

Abbildung 6-7 zeigt einen repräsentativen Ausschnitt vom NBR mit einem Über- und einem Unterschwinger im Geschwindigkeitsverlauf. Da diese Abweichungen nicht immer gleich sondern vom Hybridkonzept und der Konfiguration abhängig sind, würde es zu Verfälschungen in den Rundenzeiten kommen. Aus diesem Grund wird der Fahrregler an das jeweilige Fahrzeug angepasst und die Rundenzeit im Anschluss in einem Post-Processing berechnet.

Anpassung Fahrregler

Der Fahrregler setzt sich aus einer Vorsteuerung, einem PI-Regler und einer Störgrößenaufschaltung zusammen. Die fahrzeugspezifische Anpassung der Reglerparameter erfolgt zunächst über die möglichst hohe Steigerung der P- und I-Anteile. Jedoch können diese Parameter aufgrund von Stabilitätsproblemen der Simulation nicht beliebig hoch eingestellt werden. Anschließend wird die Vorsteuerung so optimiert, dass die verbleibende Zeitabweichung (Über- und Unterschwinger möglichst gering) in der folgenden Rundenzeitberechnung möglichst klein und somit vernachlässigbar ist.

Rundenzeitberechnung/Post-Processing

Die Rundenzeitberechnung besteht aus der Addition zweier integrierter Zeiten. Die erste Zeit resultiert aus der Ist-Geschwindigkeit des Fahrzeugs, wenn sich selbiges gleichzeitig in VM- und EM-Volllast befindet. In allen anderen Zuständen wird die Zeit aus der Soll-Geschwin-

digkeit integriert. Die Summe der beiden Zeiten ist die finale Rundenzeit. Die Modellbildung siehe in *Kapitel 3.1.4*.

6.3.2 Variation der Hybridkonzepte

Wie in *Kapitel 4*, dient auch hier das konventionelle Fahrzeug als Referenz für die Bewertung der Hybridkonzepte. Dabei wird jeweils die Differenz der Rundenzeiten gebildet und die Werte werden auf 5/100 s gerundet.

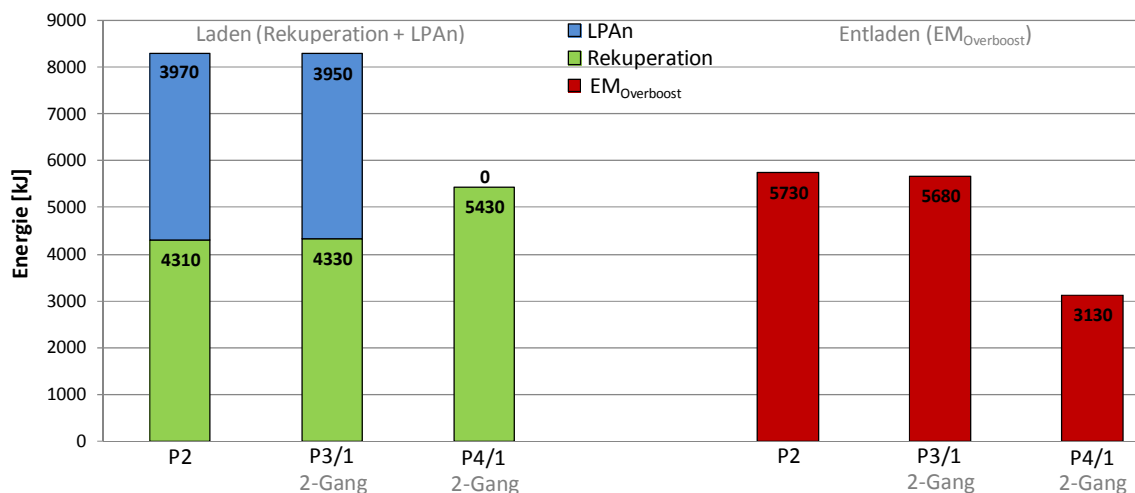


Abbildung 6-8: Lade- und Entladeenergien der Hybridkonzepte mit EM 65 kW

Die *Abbildung 6-8* zeigt die mechanischen Lade- und Entladeenergien der unterschiedlichen Hybridkonzepte mit der EM 65 kW am Beispiel einer NBR-Runde. Die EM wirkt beim P2 und P3/1 auf die HA und weist nahezu identische Rekuperationsenergien von ca. 4300 kJ über den Verlauf einer Runde auf. Durch LPAn können noch zusätzlich ca. 4000 kJ mechanische in elektrische Energie umgewandelt werden. Im Gegensatz zu P4/1 steht somit 52 % mehr Energie für das Laden des E-Speichers zur Verfügung, was sich an den deutlich höheren Boostenergien von ca. 5700 kJ anstatt ca. 3100 kJ beim P4/1 bemerkbar macht.

Das tatsächliche Rekuperationspotential ist beim P4/1 mit 11.9 % deutlich höher als bei P2 und P3/1 (beide 9.2 %), was im Wesentlichen nicht an der unterschiedlich hohen, zur Verfügung stehenden Bremsenergie, sondern an der höheren EM-Aufheizung (→ Degradation von Overload auf Continuous) aufgrund der zusätzlichen LPAn (P2 und P3/1) liegt. Die Differenz zwischen der Lade- und Entladeenergie entspricht den Verlustenergien der doppelten Energieumwandlung der EM und des Ein- und Ausspeichervorgangs des E-Spei-

chers. Aufgrund der geringeren Ladeleistungen³² ist der Gesamtwirkungsgrad bei P2 und P3/1 zwischen der gesamten mechanischen Lade- und Entladeenergie pro Runde um ca. 11 % höher als bei dem Hybridkonzept P4/1.

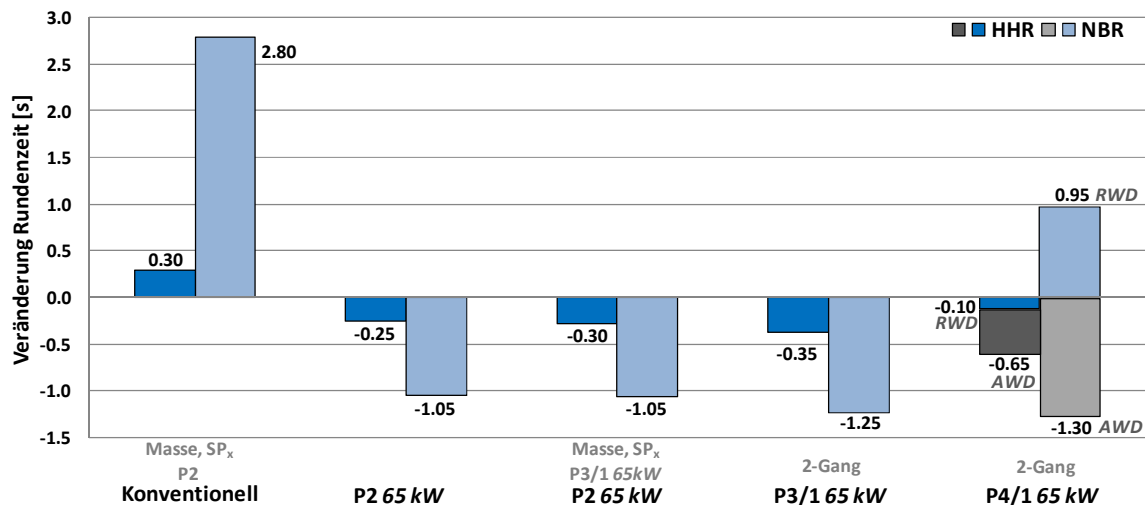


Abbildung 6-9: Potential Rundzeit mit der EM 65 kW

Das Mehrgewicht der Hybridkomponenten schlägt sich ohne dessen Nutzung beim NBR (HHR) in einer Erhöhung der Rundzeit von 2.80 s (0.30 s) nieder. Durch den EM_{Overboost} kann beim P2 65 kW gegenüber dem konventionellen Fahrzeug eine Verbesserung der Rundzeit um –1.05 s (NBR) erreicht werden. P3/1 kann diese Zeit um weitere –0.20 s verringern. Wie in der konzeptspezifischen Betriebsstrategie für P4 (s. Kap. 6.2.2) erläutert, liegt die erzielbare Rundzeit innerhalb der beiden Grenzbetrachtungen RWD und AWD. Im Falle des NBR ist dieser Zeitbereich relativ groß und erstreckt sich von 0.95 s bis –1.30 s. Unter der Annahme, dass das reale Potential in der Mitte dieses Zeitbereichs liegt, ist das Rundzeitpotential des P4/1 65 kW auf dem NBR minimal besser als das des konventionellen Fahrzeugs. Die relative Boostzeit beträgt beim P2 und P3/1 ca. 40 % der Rundzeit mit einer mittleren Boostleistung von etwa 30 kW. Beim P4/1 ist der relative Zeitanteil mit 31 % und einer Leistung von 21 kW deutlich geringer (fehlende LPAn). Folglich kann das Hybridfahrzeug den EM_{Overboost} beim P2 und P3/1 bis 81 % und beim P4/1 nur bis 57 % von v_{\max} durchführen.

³² Das zusätzliche Laden durch LPV (P2, P3) führt zu größeren Betriebszeiten und somit zu kürzeren Abkühlphasen der EM. Die Folge ist ein kürzerer Overloadbetrieb der EM und somit eine geringere mittlere Ladeleistung.

6.3.3 Variation der Konfiguration und Anbindung

Nach dem Vergleich der Hybridkonzepte mit der EM 65 kW wird die Leistung auf 100 kW erhöht und die Auswirkungen der unterschiedlichen Anbindungen der EM des P3 und P4 auf die Rundenzeit betrachtet. P2 wird hier nicht weiter berücksichtigt (s. Kap. 2.3.2.1).

Wird am Beispiel des P3/1 (2-Gang) die EM-Leistung auf 100 kW erhöht, so kann sich die Rundenzeit beim NBR um weitere –5.00 s auf –6.25 s (s. Abbildung 6-10) verkürzen. Die mechanische Energie für das Laden kann hierbei um 253 % auf 20940 kJ erhöht werden. Diese überproportionale Steigerung resultiert aus der Bauart der EM, weshalb das Verhältnis aus Continuous- und Overload-Leistung bei der EM 65 kW geringer ist. Diese hohe mechanische Ladeenergie von 20940 kJ führt zwar zu einer um –3.4 % verringerten relativen Overboostzeit³³, jedoch ist die mittlere Leistung des EM_{Overboost} von 29.7 kW auf 76.5 kW gestiegen und damit auch die Erlebbarkeit der Elektrifizierung. Auch die Geschwindigkeitsgrenze des EM_{Overboost} ist um 2.7 %-Punkte auf 83.3 % von v_{\max} gestiegen.

Im Gegensatz zum NBR muss beim HHR die LPAn-Leistung für einen ausgeglichenen SoC reduziert werden. Diese Verringerung ist in Bezug auf die optimale Rundenzeit sinnvoll, da sich die EM sonst unnötig aufheizen würde.

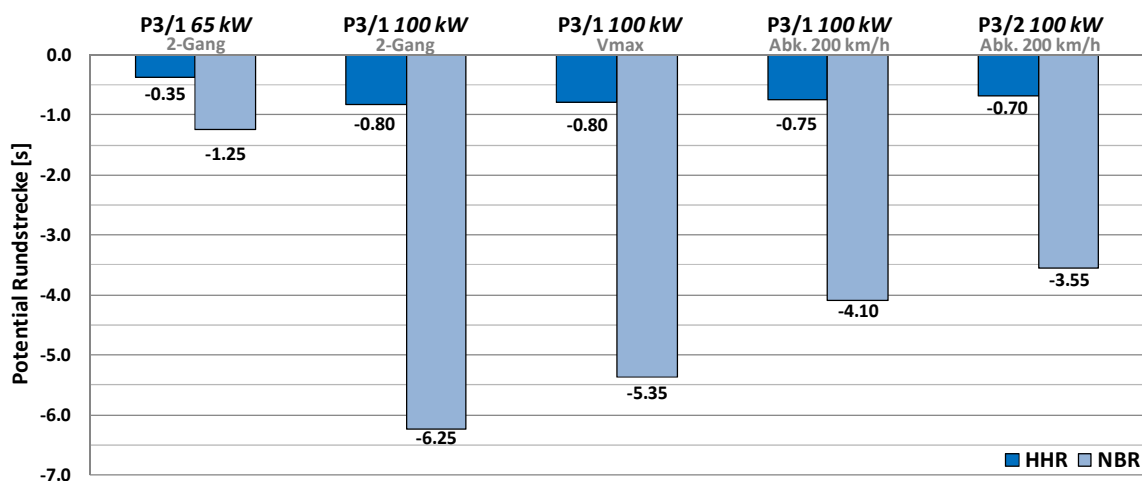


Abbildung 6-10: Variation der EM-Konfiguration und der EM-Anbindung

Aus funktionaler Sicht ist hier die 2-Gang-Anbindung der EM beim Hybridkonzept P3 aufgrund der höheren EM-Leistungen im unteren Geschwindigkeitsbereich die schnellste Lösung für den NBR. Die 2-Gang-Anbindung ist dabei mit –6.25 s um 0.90 s schneller als die v_{\max} -Auslegung und 2.15 s schneller als mit der Abkopplung bei 200 km/h. Bei 83 % von v_{\max} wird bei der 2-Gang-Anbindung der EM_{Overboost} beendet. Mit einer relativen EM_{Overboost}-Zeit

³³ Hohe Ladeenergie und hohe bauartbedingte mechanische Leistung der EM 100 kW führen zu einem höheren Geschwindigkeitsniveau vor Kurven → vor Kurven (früher) EM_{Overboost} beenden!

von 36.3 % der Rundenzeit und einer mittleren $EM_{\text{Overboost}}$ -Leistung von 76.5 kW liegen diese Werte über denen der v_{max} -Auslegung (34.5 %; 72.6 kW) und der Abkopplung (27.6 %; 72.5 kW).

Die Rundenzeiten sind beim P3/1 auf dem HHR aufgrund der deutlich geringeren Geschwindigkeiten und des geringen Leistungsbedarfs an die EM im Gegensatz zum NBR fast unabhängig von deren Anbindung. So bewegen sich die Rundenzeitpotentiale im Falle des P3/1 bei allen drei Anbindungen auf einem Niveau von -0.80 s bis -0.75 s. Für eine ausgeglichene Energiebilanz des E-Speichers müssen die EM-Leistungen bei der LPAn beim HHR reduziert werden.

Das Hybridkonzept P3/2 ist am NBR mit -3.55 s um 0.55 s langsamer als P3/1. Der Grund liegt in den höheren Verlusten der beiden EM und der Umrichter. Außerdem heizen sich die zwei EM durch eine bauartbedingte, minimal kleinere Continuous-Leistung schneller auf, da sie früher im Overload-Bereich betrieben werden.

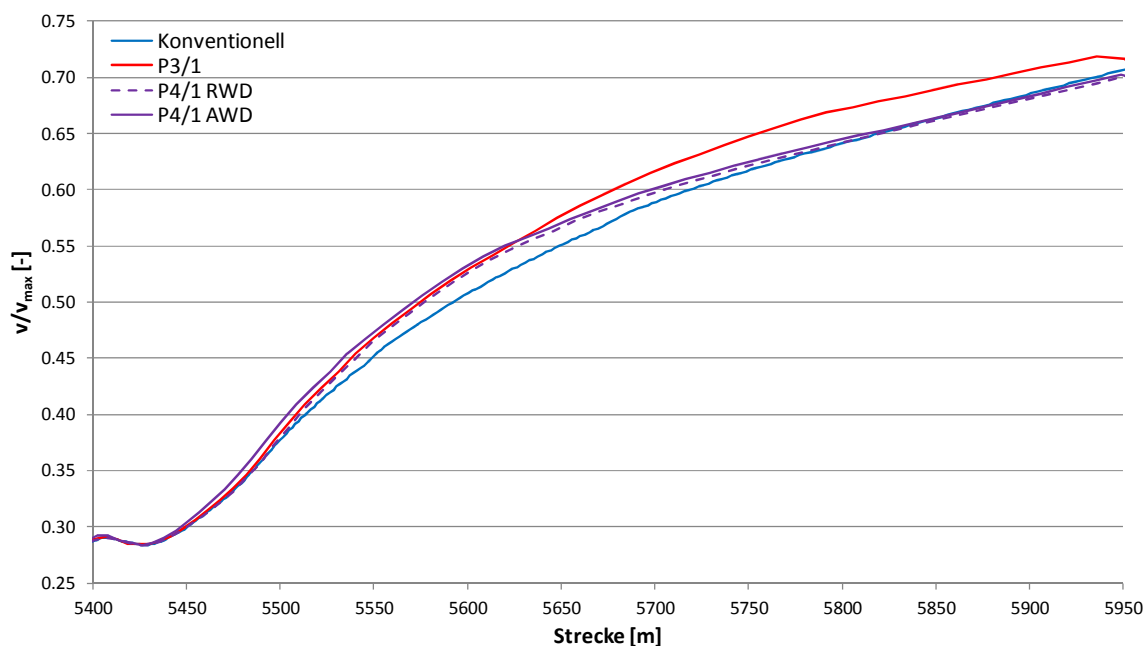


Abbildung 6-11: Geschwindigkeitsverlauf NBR mit EM 100 kW und Abk. 200 km/h

Abbildung 6-11 zeigt den Verlauf der Geschwindigkeit in einem repräsentativen Ausschnitt des NBR mit einer Vollast-Beschleunigung. Dabei wird deutlich, dass bis zu einer Geschwindigkeit von ca. 67 % von v_{max} das konventionelle Fahrzeug die geringste Geschwindigkeit aufweist. Erst dann kann dieses Fahrzeug durch seine geringere Masse und durch die frühe Beendigung des $EM_{\text{Overboost}}$ (54 % von v_{max}) beim P4/1 schneller sein. Der Geschwindigkeitsverlauf des P4/1 AWD liegt bis zum Ende des $EM_{\text{Overboost}}$ über dem des P3/1. Durch die deutlich höhere Grenze des $EM_{\text{Overboost}}$ (67 % von v_{max}) als beim P4/1 kann dieser im oberen Geschwindigkeitsbereich einen deutlichen Vorteil aufweisen.

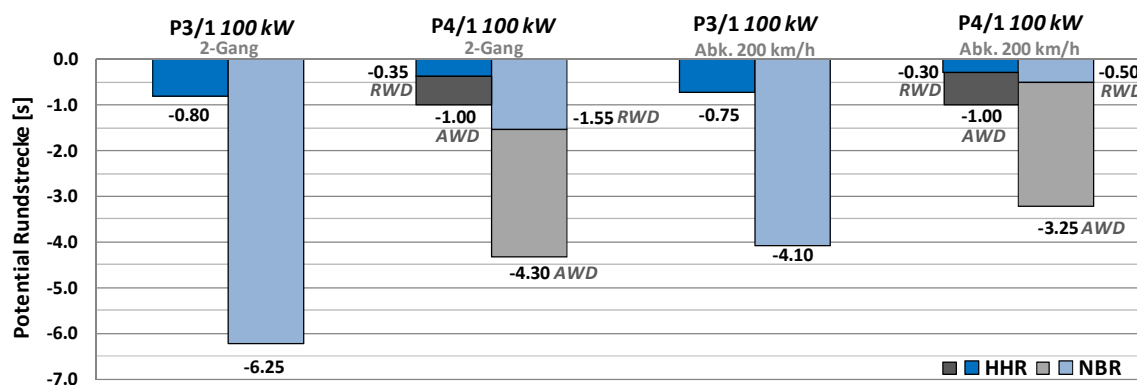


Abbildung 6-12: Vergleich der Hybridkonzepte P3/1 und P4/1 mit der EM 100 kW

In *Abbildung 6-12* sind die Rundenzeitpotentiale der Hybridkonzepte P3/1 und P4/1 jeweils mit der 2-GangAnbindung und der Abkopplung bei 200 km/h dargestellt. Es zeigt sich, dass die Traktionsvorteile durch die zusätzlich angetriebene VA die konzeptionellen Nachteile der fehlenden LPAn auf dem NBR nicht ausgleichen können. Auf dem deutlich langsameren Rundkurs HHR kann der P4/1 Rundenzeiten im Bereich des P3/1 erreichen.

6.4 Anforderungen an VM und E-System

Im Folgenden werden die Anforderungen an die wesentlichen Komponenten des Hybridfahrzeugs berechnet (VM, EM und E-Speicher). Für die Untersuchungen stellt der NBR das ideale Belastungsprofil für das E-System und den VM dar, da die Anforderungen hierbei deutlich höher als beim HHR sind.

6.4.1 Verbrennungsmotor

Obwohl der VM beim Verbrauchszyklus im Hybridbetrieb weniger stark belastet wird als beim konventionellen Fahrzeug, steigen die Anforderungen an den VM auf der Rennstrecke aufgrund folgender Eigenschaften des Hybridfahrzeugs:

- Höhere Masse gegenüber dem konventionellen Fahrzeug
- Zusätzliche Leistung für LPAn (außer Hybridkonzept P4/1)

Abbildung 6-13 zeigt eine repräsentative Auswahl an Hybridkonzepten und die Veränderungen der Leistungsanforderungen an den VM. Liegt die mittlere Leistung (effektiv) des VM beim konventionellen Fahrzeug bei 56.3 % des Nennwerts, so steigt sie rein durch die zusätzliche Masse der Hybridkomponenten auf 59.2 %. Die weitere Belastung des VM aufgrund der LPAn steigert die Anforderung des P3/1 mit 2-Gang-Anbindung auf 62.1 % der Maximalleistung. Durch den verkleinerten EM-Geschwindigkeitsbereich mit der Abkopplung bei 200 km/h

und der somit reduzierten LPAn verkleinert sich die mittlere Leistung auf 59.8 %. P4/1 kann keine LPAn durchführen, wodurch sich die Belastung des VM auf das Niveau des konventionellen Fahrzeugs reduziert. Alle zusätzlichen Belastungen müssen bei der Auslegung des Kühlsystems des Hybridfahrzeugs mit berücksichtigt werden, da sie den Kühlleistungsbedarf erhöhen.

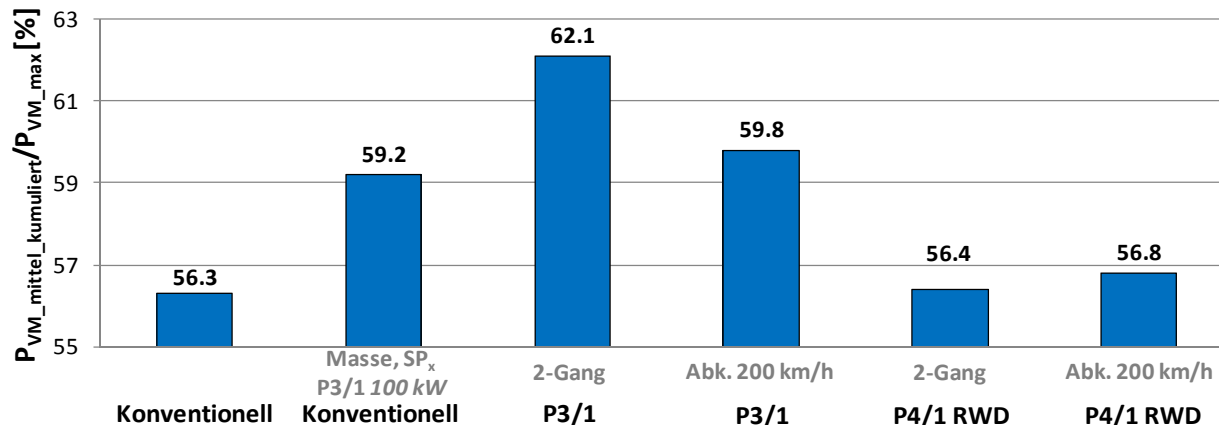


Abbildung 6-13: Relative mittlere Leistung des VM (EM 100 kW)

Durch längere Phasen mit VM-Vollast und der Durchführung der LPAn erhöht sich auch der Verbrauch auf der Rennstrecke. Bezüglich des konventionellen Basis-Fahrzeugs erhöhen sich die CO₂-Emissionen im ungünstigsten Fall (P3/1 100 kW, 2-Gang) um 8.4 %. Das Hybridkonzept P4/1 100 kW (RWD) mit 2-Gang-Anbindung kann durch die fehlende LPAn einen minimal besseren Verbrauch (−0.4 %) im Vergleich zum konventionellen Fahrzeug erzielen, ist in der Rundenzeit jedoch auch deutlich langsamer als P3/1 100 kW.

6.4.2 E-Maschine

Die EM wird im Mittel mit einer mechanischen Leistung von maximal 76.2 kW (P3/1 100 kW, 2-Gang) bis minimal 33.9 kW (P4/1 100 kW, Abk. 200 km/h) beaufschlagt. Wird die EM im Falle des P3/1 bei 200 km/h abgekoppelt, ist die mittlere Belastung mit 56.7 kW um 19.5 kW geringer als bei der 2-Gang-Anbindung. Diese Belastungen beinhalten kein Torque-Vectoring und keine Verbesserung des Instationärverhaltens durch die EM (s. auch Kap. 6.1.1).

Die mittlere Verlustleistung der EM und des Umrichters von z. B. 6.0 kW beim P3/1 100 kW (2-Gang) muss durch das Kühlsystem des Hybridfahrzeugs aufgenommen werden können. Dabei ist die Wärmeabführung vom Rotor der EM in dessen meist wassergekühltem Mantel der langsamste Wärmeübergang, da der Rotor in der Regel nicht separat durch ein flüssiges Medium gekühlt werden kann.

6.4.3 E-Speicher

In *Abbildung 6-14* sind die mittleren Leistungen des E-Speichers beim Laden und Entladen aufgezeigt. Der Unterschied der absoluten Leistungen zwischen Laden und Entladen ist in den Verlusten des E-Speichers begründet, weshalb für eine ausgeglichene Ladebilanz mit einer höheren mittleren Leistung geladen als entladen wird. Die Differenz der absoluten Werte sind Verluste und diese fallen als Wärme an und müssen durch das Kühlungssystem abgeführt werden.

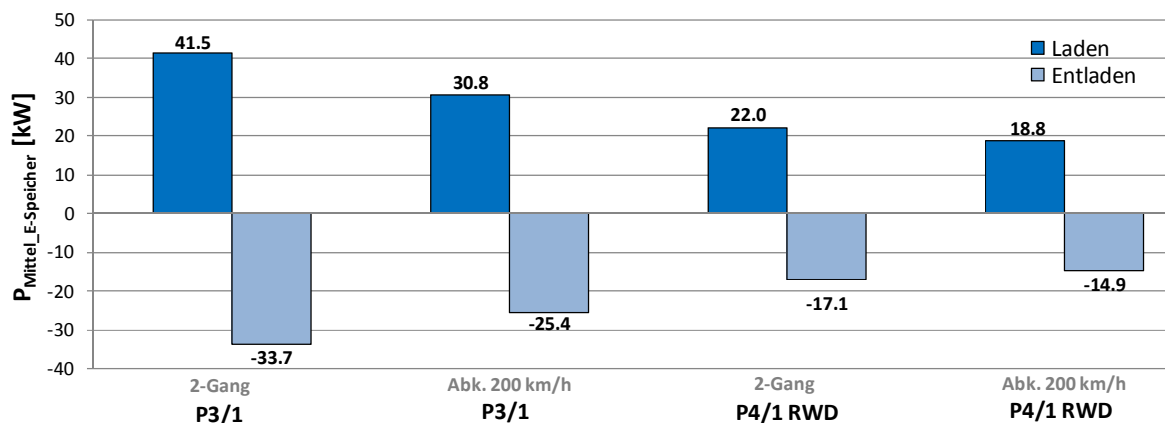


Abbildung 6-14: Mittlere elektrische Leistung des E-Speichers mit EM 100 kW

Für den Rennstreckenbetrieb sind auf dem NBR nutzbare Energieinhalte von maximal 2860 kJ (P3/1 100 kW, 2-Gang) bis minimal 1230 kJ (P4/1 100 kW, Abk. 200 km/h) des E-Speichers erforderlich. Durch die Abkopplung der EM beim P3/1 100 kW fällt der Energiebedarf um 570 kJ auf 2290 kJ ab.

6.5 Fazit Potential Rundstreckenzeit

Im Vergleich der Hybridkonzepte kann P3 die besten Rundenzeiten sowohl auf dem HHR als auch auf dem NBR erzielen. P4 ist beim NBR deutlich langsamer, liegt aber beim HHR aufgrund des Traktionsvorteils und der geringen Geschwindigkeits- und Leistungsanforderungen auf fast ähnlichem Niveau.

Die EM 100 kW kann im Gegensatz zur EM 65 kW in Bezug auf die Rundenzeit deutlich bessere Ergebnisse erzielen. Werden die unterschiedlichen Anbindungen betrachtet, so ist die 2-Gang-Anbindung auf der Rundstrecke die schnellste. Mit der Abkopplung bei 200 km/h ist die Rundenzeit schlechter, jedoch sind die Belastungen der vorher betrachteten Komponenten geringer. Gerade die EM könnte somit restliche Potentiale (aufgrund geringerer EM-Auf-

heizung) für das Torque-Vectoring (bei P3/2 und P4/2) und für die Verbesserung des Instationärverhaltens bereitstellen.

Insgesamt können die Rundenzeiten durch die Hybridisierung gegenüber dem konventionellen Fahrzeug trotz der zusätzlichen Masse verbessert werden. Die minimale Rundenzeit beträgt am NBR mit dem Hybridkonzept P3/1 100 kW (2-Gang) –6.25 s. Das gleiche Hybridkonzept ist mit der Abkopplung und –4.10 s immer noch deutlich schneller als das konventionelle Fahrzeug. Negative Folgen der zusätzlichen Masse, wie eine erhöhte Reifenaufheizung, können hier nicht berücksichtigt werden. Ebenso sind diese Werte unter der Annahme eines ausreichend dimensionierten Kühlungssystems (VM und E-Komponenten) berechnet.

7 Ermittlung des Sportwagenhybrids (Standardantrieb)

Die Ermittlung des optimalen Sportwagenhybrids im Spannungsfeld der Fahrdynamik und der Umweltverträglichkeit (CO₂-Emission) ist die zentrale Forschungsfrage, die in dieser Arbeit beantwortet wurde. Dabei liegt das übergeordnete Ziel des Sporthybrids im Erreichen der maximalen Fahrdynamik bei minimaler CO₂-Emission.

Diese minimalen Emissionen sind einer der Hauptmotivationsfaktoren in der Hybridentwicklung und stecken das genannte Spannungsfeld auf der einen Seite ab. Die andere Seite wird durch die sportlichen und dynamisch erlebbaren Zielgrößen begrenzt. Dabei sind die höchsten längs- und querdynamischen Anforderungen im Zielparameter „Rundenzeit“ vereint.

Ergebnisse aus den einzelnen Zielparametern der Arbeit

Wieviel Verbrauchseinsparung mit einem HEV und Standardantrieb im Vergleich zum konventionellen Fahrzeug erreicht werden kann, zeigt *Abbildung 7-1*. In der ersten Zeile sind die Ergebnisse für den Zielparameter CO₂-Emission dargestellt. Die für die jeweilige Zielgröße erreichten Bestwerte (grün) und die unvorteilhaftesten Werte (rot) sind dabei für das spezifische Hybridkonzept markiert. Das Hybridkonzept P3/1 100 kW mit der Abkopplung 200 km/h stellt bei der Umweltverträglichkeit mit –18.5 % das beste Ergebnis dar. Nur minimal geringere Verbrauchseinsparungen sind allgemein mit den weiteren achsnahen Hybridkonzepten P3/1 und P4/1 mit einer EM erreichbar. Fast unabhängig von der Anbindung der EM (z. B. v_{\max}) liegen die CO₂-Emissionen im Bereich von –18 %. Bei diesen Hybridkonzepten ist die Wirkungsgradkette von der EM zum Rad sehr kurz und somit effizient und die Betriebspunkte der EM liegen im Mittel in einem guten Wirkungsbereich.

Neben diesen beiden Hybridkonzepten ist auch P2.5 100 kW mit –18.0 % auf einem gleich hohen Niveau. Hierbei ist die Wirkungsgradkette durch die Positionierung der EM im Getriebe geringfügig uneffizienter. Das kann die große betriebsstrategische Auswahlmöglichkeit an Betriebspunkten für die EM und für das Getriebe größtenteils kompensieren. Die achsnahen Hybridkonzepte mit zwei EM (P3/2 und P4/2) können um ca. 2 %-Punkte weniger Verbrauchseinsparung gegenüber dem konventionellen Fahrzeug erreichen. Wird die erforderliche elektrische Leistung demzufolge mit zwei anstatt einer EM dargestellt, führt dies zu größeren Verlusten bei der Umwandlung der elektrischen in mechanische Leistung der EM und umgekehrt (*siehe Kap. 2.2.2*). Das Hybridkonzept P2 65 kW kann aufgrund der hohen Verluste im Getriebe und an der Trennkupplung K0 mit –11.5 % die geringsten Verbrauchsreduzierungen erzielen.

7 Ermittlung des Sportwagenhybrids (Standardantrieb)

Zusammenfassend liegen diese folgenden drei Hybridkonzepte mit ca. –18 % bei einem vergleichbaren und sehr guten Verbrauch im NEFZ:

- P3/1 100 kW
- P4/1 100 kW
- P2.5 100 kW

Die Konfigurationen mit 100 kW sind gerade bei den dynamischen Zielgrößen am leistungsfähigsten. In der Längs- und Querdynamik sowie auf der Rennstrecke wurden auch die leistungsschwächeren Konfigurationen im Verlauf der Arbeit berechnet, jedoch für den Sportwagen-Hybrid als nicht komplett zielführend bewertet. Als Folge daraus ist in der Ergebnismatrix mit Ausnahme des Hybridkonzepts P2 65 kW nur noch die Konfiguration 100 kW visualisiert. Die blaue und rote Markierung der folgenden Abbildung wird im Rahmen der Ermittlung des besten Sportwagenhybridkonzepts im Verlaufe dieses Kapitels näher erläutert.

		Hybridkonzepte und Anbindungen der E-Maschine								
		P2 65 kW	P3/1 65 kW	P3/1 100 kW	P3/1 100 kW	P3/1 100 kW	P3/2 100 kW	P4/1 100 kW	P4/2 100 kW	P2.5 100 kW
			2-Gang	2-Gang	V _{max}	Abk. 200 km/h	Abk. 200 km/h	Abk. 200 km/h	Abk. 200 km/h	
Zielgrößen	CO ₂ -Emission									
	NEFZ (Basis Konv.)	-11.5 %	-15.1 %	-17.9 %	-17.9 %	-18.5 %	-16.2 %	-18.2 %	-16.1 %	-18.0 %
	Beschleunigung									
	0 - 100 km/h (Basis Konv.)	-0.15 s	-0.30 s	-0.50 s	-0.40 s	-0.45 s	-0.45 s	-1.00 s	-1.00 s	-0.30 s
	0 - 200 km/h (Basis Konv.)	-0.80 s	-1.20 s	-2.45 s	-2.35 s	-2.25 s	-2.10 s	-2.75 s	-2.60 s	-2.20 s
	Instationärverhalten									
	A1 (Basis Saugmotor)	80.8 %	67.1 %	90.7 %	53.2 %	73.3 %	73.1 %	73.3 %	73.1 %	100.0 %
	A2 (Basis Saugmotor)	89.9 %	98.8 %	100.0 %	86.2 %	100.0 %	100.0 %	100.0 %	100.0 %	100.0 %
	R1 (Basis Saugmotor)	90.8 %	91.0 %	100.0 %	100.0 %	100.0 %	100.0 %	0.0 %	0.0 %	100.0 %
	R2 (Basis Saugmotor)	100.0 %	100.0 %	100.0 %	100.0 %	100.0 %	100.0 %	0.0 %	0.0 %	100.0 %
	Verb. Querdynamik									
	Torque-Vectoring	-	-	-	-	-	++	-	+	-
	Rundstrecke									
	HHR (Basis Konv.)	-0.25 s	-0.35 s	-0.80 s	-0.80 s	-0.75 s	-0.70 s	-0.30 s → -1.00 s	-0.25 s → -0.95 s	
	NBR (Basis Konv.)	-1.05 s	-1.25 s	-6.25 s	-5.35 s	-4.10 s	-3.55 s	-0.50 s → -3.25 s	0.05 s → -2.70 s	

Abbildung 7-1: Ergebnismatrix Sportwagenhybrid: Quantifizierbare Zielparameter

Parallel zur Betrachtung der einen Abgrenzung im Spannungsfeld der CO₂-Emission sind die dynamischen Zielparameter Längsdynamik, Instationärverhalten, Querdynamik und die Rundenzzeitverbesserungen auf der Rennstrecke jeweils gleich stark gewichtet.

Die Beschleunigungen 0 – 100 km/h und 0 – 200 km/h kann P4 aufgrund der zusätzlich angetriebenen VA in der kürzesten Zeit durchführen. Dem Hybridkonzept P3 ist es hierbei möglich, aufgrund der statischen Schwerpunktverschiebung nach hinten und somit in Richtung der Antriebsachse die zweitbesten Werte zu erreichen. Einen positiven Nebeneffekt bei der Beschleunigung zeigt die Berechnung der Zugkraft in Kapitel 4.2.3. Hier zeigt sich, dass die resultierende Zugkraft aus EM und VM in den höheren Gängen (ab Gang 4) bei den achsnahen Hybridkonzepten P3 und P4 über der des P2 liegt. Dies führt im mittleren Drehzahlbereich zu einem besseren Beschleunigungsverhalten („Durchzug“). Der theoretische Zugkraft-

überschuss des P2 gegenüber P3/P4 in den Gängen Eins bis Drei übersteigt das maximale Kraftschlusspotential der Reifen in weiten Bereichen und kann folglich nicht für den Vortrieb genutzt werden. Für die berechneten Beschleunigungszeiten macht sich dieser dargestellte Zugkraftunterschied nicht bemerkbar, da die leistungsoptimalen Schaltpunkte den Betrieb in diesen Bereichen nicht zulassen.

Das Ziel-Instationärverhalten des Saugmotors kann mit den Hybridkonzepten P3/P4 und den Anbindungen 2-Gang und Abk. 200 km/h nahezu erreicht werden. Lediglich in den Bereichen des Alltag-Fahrprofils A1 kann das saugmotorische Ansprechverhalten nicht vollständig dargestellt werden, da die Drehzahl der EM in diesem Fall deutlich unterhalb der Eckdrehzahl liegt. Das Optimum wird mit P2.5 durch dessen Freiheitsgrade bei der Anbindung der EM an die verschiedenen Gangstufen des Getriebes in allen Fahrprofilen erreicht.

Die Verbesserung der Querdynamik durch das Torque-Vectoring ist bei den Hybridkonzepten mit zwei achsnahen EM möglich (P3/2 und P4/2). P3/2 weist aufgrund der hohen Regeldynamik der EM im Vergleich zur konventionellen QMVH größere Potentiale auf. Auch im Vergleich zu P4/2 sind die Potentiale von P3/2 größer, da sich keine direkte Rückkopplung des TV-Moments auf das Lenkmoment und somit auf das Lenkgefühl des Fahrers ergibt. Auch die geringfügig breitere Spur an der HA und der negative geometrische Einfluss des Lenkwinkels auf das TV-Potential können das Querdynamikpotential des P3/2 gegenüber P4/2 nochmal erhöhen. Aus Sicht der querdynamischen Agilitäts- und Stabilitätsverbesserung haben diese beiden Hybridkonzepte P3/2 und P4/2 einen wesentlichen Vorteil gegenüber den anderen Hybridkonzepten.

Die Rundenzeiten sind ohne den EM_{Boost} zur Verbesserung des Instationärverhaltens und auch ohne aktive Eingriffe durch Aufbau eines Gierrmoments der EM berechnet (*siehe Kapitel 6.1.1*). Die beste Rundenzeit erzielt das Hybridkonzept P3/1 mit der Anbindung 2-Gang gegenüber dem konventionellen Fahrzeug (NBR: -6.25 s). Im Vergleich zur Anbindung Abkopplung 200 km/h ist die EM über die gesamte Rundstrecke am Antriebsstrang wirksam, wodurch sich die Zeitanteile der Rekuperation und der LPV erhöhen und folglich in einer Runde die Zeit mit $EM_{Overboost}$ durch die Betriebsstrategie erhöht werden kann. Das Hybridkonzept P4 kann auf der Rennstrecke keine LPV durchführen und hat daher trotz des Traktionsvorteils höhere Rundenzeiten.

Für das Hybridkonzept P2.5 100 kW sind die Rundenzeiten nicht berechnet, da das Verhältnis von Nutzen zu Simulationsaufwand nicht zielführend ist. Es ist eine größere Rundenzeit als beim Hybridkonzept P3/1 mit der Anbindung 2-Gang zu erwarten, da das Beschleunigungspotential aufgrund der geringen Achslast auf der Antriebsachse geringer ist. Außerdem ist der wesentliche Vorteil des P2.5 bezüglich der Wahl der EM-Betriebspunkte bei den

7 Ermittlung des Sportwagenhybrids (Standardantrieb)

hohen Geschwindigkeiten obsolet, da die EM-Drehzahl auch bei den anderen Hybridkonzepten oberhalb der Eckdrehzahl und somit im Bereich ihrer maximalen Leistung liegt.

Insgesamt ist beim Hybridkonzept P2.5 ein sehr gutes, jedoch leicht geringeres Dynamikpotential als beim P3/1 mit der Anbindung 2-Gang zu erwarten. Die Ergebnisse des P2.5 liegen bei der CO₂-Emission und beim Instationärverhalten mit P3/1 auf nahezu gleichem Niveau, wohingegen die Beschleunigung und die Rundenzeiten geringfügig schlechter sind. Als Folge daraus ist P3/1 mit der Anbindung 2-Gang dem P2.5 leicht überlegen.

Ermittlung des optimalen Sportwagenhybrids

Der optimale Sportwagen-Hybrid ergibt sich als Kompromiss/Synergie in der Erfüllung aller Zielparameter.

Ohne den Bedarf der TV-Funktionalität durch die EM erfüllt das Hybridkonzept P3/1 mit der Anbindung 2-Gang (s. blaue Markierung in *Abbildung 7-1* und *Abbildung 7-2*) alle Zielparameter mit sehr guten Werten. Die CO₂-Emission liegt mit einer Einsparung von –17.9 % nur leicht unterhalb des Optimums von –18.5 %. Die Ergebnisse der Längsdynamik markieren die Bestwerte bei den Hybridkonzepten mit einer Antriebsachse für EM und VM. Lediglich die Beschleunigungen des Hybridkonzepts P4 verlaufen in einer kürzeren Zeit. P4 weist jedoch konzeptionelle Nachteile in den nächsten beiden Zielparametern auf. Die Verbesserung des Instationärverhaltens im querdynamischen Grenzbereich der Fahrdynamik und demzufolge auf der Rennstrecke ist mit P4 nicht möglich, da der Leistungsfluss über die Straße verläuft und die Reifen so theoretisch mit zusätzlichen Längskräften belasten würde. P3/1 mit der Anbindung 2-Gang kann nicht nur in diesem Parameter das gewünschte Zielergebnis nahezu komplett erfüllen, sondern benötigt auch auf der Rundstrecke die geringsten Zeiten.

Ermittlung des optimalen Sportwagenhybrids			
Ohne Torque-Vectoring		Mit Torque-Vectoring	
P3/1 100 kW 2-Gang		P3/2 100 kW Abk. 200km/h	
CO ₂ -Emission (Basis Konv.)			
NEFZ	-17.9 %	NEFZ	-16.2 %
Beschleunigung (Basis Konv.)			
0 – 100 km/h	-0.50 s	0 – 100 km/h	-0.45 s
0 – 200 km/h	-2.45 s	0 – 200 km/h	-2.10 s
Instationärverhalten (Basis Saugmotor)			
A1	90.7 %	A1	73.1 %
A2, R1, R2	100.0 %	A2, R1, R2	100.0 %
Rundstrecke (Basis Konv.)			
HHR	-0.80 s	HHR	-0.70 s
NBR	-6.25 s	NBR	-3.55 s

Abbildung 7-2: Ermittlung des optimalen Sportwagenhybrids

Ist neben den gerade erwähnten Zielgrößen auch die Querdynamikverbesserung durch Agilitäts- und Stabilitätsoptimierung mit Hilfe der EM gefordert, so resultiert als Kompromiss aller Zielparameter das Hybridkonzept P3/2 mit der Anbindung Abk. 200 km/h (s. rote Markierung in *Abbildung 7-1* und *Abbildung 7-2*). Dieses Hybridkonzept hat gegenüber P3/1 mit der Anbindung 2-Gang in allen Zielparameter leichte Nachteile, weist jedoch mit der zusätzlichen Funktionalität des TV eine wesentliche Einflussgröße in der Querdynamik auf. Dieser weitere Freiheitsgrad kann einen deutlichen Mehrwert in der Erlebbarkeit und Dynamik der Elektrifizierung generieren.

Für die Selektion eines „Gesamtsiegers“ aus den beiden zuletzt genannten Hybridkonzepten können Faktoren wie Baukasten-, Kosten- und Packagebetrachtungen sowie strategische Betrachtungen das Ergebnis noch beeinflussen.

Fokussierung auf Einzel-Zielparameter

Sind nicht alle Zielparameter gleich stark gewichtet, sondern stehen nur einzelne Zielparameter wie die CO₂-Emission, die Beschleunigung oder das Instationärverhalten im Fokus der Betrachtung, kann die Auswahl gegebenenfalls auch auf folgende Hybridkonzepte fallen:

- CO₂-Emission: P3/1 100 kW, Abk. 200 km/h
- Beschleunigung: P4/1 100 kW, Abk. 200 km/h
- Instationärverhalten: P2.5 100 kW

Das Hybridkonzept P3/1 100 kW mit der Abkopplung 200 km/h kann die minimalsten CO₂-Emissionen erreichen und stellt somit die beste Lösung für diesen Zielparameter dar. Ist nur die Beschleunigung 0 – 100 km/h und 0 – 200 km/h für die Zielerreichung des Fahrzeugs ausschlaggebend ist P4/1 mit der Abkopplung 200 km/h am schnellsten. P2.5 100 kW ist aufgrund des zusätzlichen Freiheitsgrads bei der Gangwahl der EM-Anbindung in den Fahrprofilen des Instationärverhaltens mit der vollständigen Zielerfüllung am besten.

Bezugnehmend auf die hybridspezifischen Bedingungen des Hybridfahrzeugs bei der Zielsetzung in *Kap. 2.1.3* ist für das geforderte reproduzierbare Fahrverhalten des Sportwagens neben der jeweiligen Betriebsstrategie ein nutzbarer Mindest-Energieinhalt des E-Speichers gefordert. Die höchsten Anforderungen entstehen im Betrieb auf der Rennstrecke. Beim NBR werden am Beispiel des Hybridkonzepts P3/1 100 kW 2-Gang mindestens 2860 kJ nutzbarer Energieinhalt benötigt.

8 Zusammenfassung und Ausblick

Nach der Ermittlung des optimalen Sportwagenhybrids bleiben noch Forschungsfragen offen, die hier in einem Ausblick zusammengefasst werden.

Zusammenfassung

Bei der argumentativen Herleitung der geeigneten Hybridtopologie für einen Sportwagenhybrid erweist sich der Parallelhybrid als die für die Zielparameter eines Sportwagens einzig zielführende. Die weitere Aufgabe besteht in der Berechnung und Bewertung des optimalen Hybridkonzepts (EM-Position) mit der passenden Anbindung der EM und die für die Erfüllung der Zielparameter idealen Konfiguration des E-Systems (Leistung/Energieinhalt) aus technischer/funktionaler Sicht (keine Kostenbewertung).

Nach der Modellbildung in den Simulationsprogrammen erfolgt die Berechnung der Zielparameter (CO₂-Emission, Beschleunigung, Instationärverhalten, Verbesserung Querdynamik, Rundstrecke) in Kombination mit den selektierten Hybridkonzepten und Konfigurationen.

Im letzten Abschnitt des Hauptteils wird der optimale Sportwagenhybrid ermittelt und damit die zentrale Fragestellung der Arbeit argumentativ beantwortet. Wie *Abbildung 7-1* zeigt, gibt es dabei die *eine* optimale Lösung nicht. Nachdem sich die Konfiguration mit einer Leistung von 100 kW gerade im Bereich der Längs- und Querdynamik als die zielführendste erweist (maximal erforderlicher und nutzbarer Energieinhalt des E-Speichers: 2860 kJ), kann bei der finalen Auswahl des Hybridkonzepts beim Zielparameter Torque-Vectoring zwischen *mit* und *ohne* unterschieden werden (s. auch *Abbildung 7-2*).

Ohne Eingriff der EM in die Querdynamik durch den Aufbau eines Differenzmoments weist das Hybridkonzept P3/1 100 kW 2-Gang die höchste Dynamik bei gleichzeitig sehr geringer CO₂-Emission auf. Falls TV erforderlich ist, kann z. B. eine mechanische QMVH verbaut (Nachteil: Zusätzliches Mehrgewicht) werden. Oder die Vorteile der EM durch die hohe Regelgüte und den extrem schnellen Aufbau des Drehmoments werden zusätzlich für die Querdynamik genutzt. Das Hybridkonzept P3/2 100 kW mit der Anbindung Abk. 200 km/h beinhaltet genau diesen funktionalen Mehrwert zusätzlich. Im Vergleich zu P3/1 100 kW 2-Gang sind in den weiteren dynamischen Zielgrößen und beim Verbrauch jedoch leichte Nachteile in Kauf zu nehmen.

Der optimale Sportwagenhybrid konnte im Rahmen dieser Arbeit ermittelt, und somit die zu Beginn der Arbeit formulierte Fragestellung beantwortet werden.

Ausblick

Aus dieser wissenschaftlichen Arbeit ergeben sich neue, noch offene Forschungsfragen zur weiteren Detaillierung der Untersuchungen und zur Berechnung weiterer Antriebskonzepte eines Sportwagens.

Mit der Integration der zusätzlichen elektrischen Komponenten in das Fahrzeug steigt auch die Anzahl der Verlustquellen und somit der gesamte Kühlleistungsbedarf. Aus diesem Grund ist es zielführend, das Kühlsystem physikalisch zu modellieren und es in Bezug auf die Rennstreckenanforderungen zu optimieren. Bei den Hybridkonzepten P3 und P4 mit der Anbindung 2-Gang empfiehlt sich eine Optimierung der Schaltstrategie, wobei hier nur minimale Potentiale in Bezug auf die Performance (großer Drehzahlbereich mit nahezu maximaler Leistung der EM) und CO₂-Emissionen (große Betriebsbereiche mit nahezu konstantem Wirkungsgrad im Kennfeld) zu erwarten sind. Die Kombination der Längs- und Querdynamik in einer Simulationsumgebung kann den Bereich der Rundenzeitpotentiale des Hybridkonzepts P4 deutlich eingrenzen. Der steigende Energieinhalt der elektrochemischen Energiespeicher mit zunehmender installierter Leistung erhöht folglich die elektrische Reichweite. Mit der Möglichkeit den E-Speicher extern zu laden können sich je nach Zulassungsgesetz Potentiale in der Verbrauchsreduktion ergeben (Plug-In Hybrid Electric Vehicle: PHEV).

Die direkten Rückkopplungen der TV-Momente auf das Lenkmoment des Fahrers können theoretisch durch eine elektronische Servounterstützung kompensiert werden. Diese Auswirkungen auf die Fahrbarkeit und die reproduzierbare Reaktion des Fahrzeugs könnten Inhalt einer weiteren Untersuchung sein.

Die Modellbildung dieser Arbeit ist durch die Wahl der entsprechenden Eingangsparameter auf andere Antriebskonzepte (z. B. Sportwagen mit Mittelmotor und Heckantrieb) übertragbar.

9 Literaturverzeichnis

- Back, M. (2005). *Prädiktive Antriebsregelung zum energieoptimalen Betrieb von Hybridfahrzeugen*. Karlsruhe: Institut für Regelungs- und Steuerungssysteme, Universität Karlsruhe (TH).
- Basshuysen, R. (2007). *Handbuch Verbrennungsmotoren*. Wiesbaden: Vieweg + Teubner.
- Bassner, T. (16. September 2011). Experte Antriebsstrang. (D. Jobst, Interviewer)
- Berger, R., Dilzer, M. & Reitz, D. (2005). *ESG - Elektrisches Schaltgetriebe*. Wiesbaden: ATZ.
- Billig, C., Boedrich, H. & Brack, J. (2008). *Die Dynamic Performance Control von BMW*. Wiesbaden: Automobiltechnische Zeitung.
- BMW AG. (01. 01 2012). *BMW Vision Efficient Dynamics*. Abgerufen am 14. 04 2012 von BMW Vision Efficient Dynamics:
http://www.bmw.de/de/de/insights/technology/efficientdynamics/phase_1/bmwvision_introduction.html
- BMW. (01. 01 2011). *BMW*. Abgerufen am 22. 04 2012 von BMW:
http://www.bmw.de/de/de/newvehicles/mseries/x5m/2012/showroom/driving_dynamics/dynamic_performance_control.html
- BMW, EG. (2010). *Verbrauchspotentiale*. München: BMW; Entwicklung Gesamtfahrzeug.
- BMW, EAa. (2010). *Wirkungsgradkennfeld QMVH*. München: BMW; Entwicklung Antrieb.
- BMW, EAb. (2010). *Messwerte QMVH Nürburgring*. München: BMW; Entwicklung Antrieb.
- BMW, EAc. (2010). *Messwerte Dynamik QMVH*. München: BMW; Entwicklung Antrieb.
- BMW, EAd. (2010). *Messwerte Dynamik EM*. München: BMW; Entwicklung Antrieb.
- BMW, M GmbH. (2011). *Hochaufladung Turbomotor*. München: BMW; Entwicklung Motor.
- BMW, M. (06. 02 2012). *BMW Motorsport*. Abgerufen am 06. 02 2012 von http://www.bmw-motorsport.com/ms_de/faszination
- Böckl, M. (2008). *Adaptives und prädiktives Energiemanagement zur Verbesserung der Effizienz von Hybridfahrzeugen*. Düsseldorf: VDI Verlag GmbH.
- Braess, H.-H. & Seiffer, U. (2007). *Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*. Wiesbaden: Vieweg Verlag.

- Brand, J. (2010). *Entwicklung und Validierung eines prädiktiven Energiemanagements in einem virtuellen und realen Versuchsträger*. München: Lehrstuhl für Elektrische Antriebssysteme & Leistungselektronik, TU München.
- Brand, M., Limmer, B., & Metko, M. (24. 02 2011). Expertenbefragung: *Einfluss Lastpunktverschiebung auf die Fahrdynamik*. (D. Jobst, Interviewer)
- Cassebaum, O. (2011). *Approach to an Online-Optimized Operating Strategy with Heuristic Prediction Integration*. Dresden: Institute of Automotive Technologies Dresden (IAD), TU Dresden.
- Dassault, S. (06. 03 2012). *Dassault Systemes*. Abgerufen am 06. 03 2012 von Dassault Systemes: <http://www.3ds.com/products/catia/portfolio/dymola>
- Denzler, R., Granzow, C., Peter, R., & Spieß, M. (12/2007). *Das Hinterachsgetriebe Vector Drive*. Wiesbaden: ATZ Online.
- Depner, N. (2011). *Entwurf und Analyse von Algorithmen für einen Fahrdynamikregler basierend auf einem radindividuell elektrifizierten Antriebsstrang*. Aachen: Institut für Kraftfahrzeuge, RWTH Aachen.
- Ender, C. (2006). *Weiterentwicklung und Verifikation eines Programms zur Berechnung von Fahrleistungen und Rundenzeiten auf Teststrecken*. Regensburg: Fachhochschule Regensburg.
- EU Parlament, L. (17. Dezember 2008). *Emissionsnormen für neue Personenkraftwagen*. Abgerufen am 15. August 2011 von <http://www.europarl.europa.eu/sides/getDoc.do?type=TA&reference=P6-TA-2008-0614&language=DE&ring=A6-2008-0419>
- Frömmig, L., Pawellek, T., Henze, R. & Küçükay, F. (01. 06 2010). Vergleich unterschiedlicher Systeme zur aktiven Antriebsquermomentenverteilung. *ATZ Automobiltechnische Zeitung*.
- Fuest, K., & Döring, P. (2007). *Elektrische Maschinen und Antriebe*. Wiesbaden: Vieweg und Teubner.
- Getrag. (2008). *Hybrid Co-operation GETRAG and BOSCH*. Untergruppenbach: Getrag.
- Graf, M., Wiesbeck, F., & Lienkamp, M. (2011). *Fahrdynamikauslegung des Elektrofahrzeugs Mute*. Wiesbaden: ATZ (Springer Automotive Media).
- Granzow, C. (14. Dezember 2007). *auto motor und sport*. Abgerufen am 18. 01 2011 von auto motor und sport: <http://www.auto-motor-und-sport.de/testbericht/torque-vectoring-moment-bitte-728397.html>

Greger, M. (2006). *Auswirkungen einer variablen Momentenverteilung auf die Fahrdynamik*. München: Institut für Maschinen- und Fahrzeugtechnik - Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik (TU München).

Grundherr, J. (2008). *Möglichkeiten und Grenzen einer Online-Optimierung zur Steuerung eines hybriden Antriebsstranges*. Düsseldorf: VDI-Berichte Nr. 2009.

Guzella, L., & Sciarretta, A. (2007). *Vehicle Propulsion Systems - Introduction to Modeling and Optimization, 2nd Edition*. ETH Zürich, Schweiz: Springer.

Haken, K.-L., & Klement, W. (2008). *Grundlagen der Kraftfahrzeugtechnik*. München: Carl Hanser Verlag München.

HCC. (2011). *Konstruktive und rechnerische Machbarkeitsstudie E-Achsen, Hybrid*. Nussdorf, Austria: Fa. HC Concepts.

Heißing, B., Ersoy, M., & Gies, S. (2011). *Fahrwerkhandbuch*. Wiesbaden: Vieweg + Teubner Verlag.

Herzog, H.-G. (2010). *Elektrische Energiespeicher (Skriptum zur Vorlesung)*. München: Fachgebiet Energiewandlungstechnik (TU München).

Höhn, B.-R., Wirth, C. & Peter, M. (2009). *Innovative Lösungen für die Antriebstechnik*. Garching b. München: ZG Zahnräder und Getriebe GmbH.

Hybrid-Autos. (27. 09 2011). *Hybrid-Autos.Info*. Abgerufen am 27. 09. 2011 von "Die Plattform für alternative Antriebskonzepte": <http://www.hybrid-autos.info/Hybrid-Einstufung/Voll-Hybrid/>

Jentges, M. (2007). *Entwicklung optimaler Betriebsstrategien eines hochaufgeladenen Ottomotors mit elektrischer Beschleunigungsunterstützung*. Aachen: Dissertation RWTH Aachen.

Jobst, D. (2009). *Untersuchung innovativer Getriebekonzepte für ein Hybridfahrzeug durch Simulation*. München: Diplomarbeit TU München.

Jörg, A. (2009). *Optimale Auslegung und Betriebsführung von Hybridfahrzeugen*. München: Dissertation TU München.

Jung, T. (2011). *CO₂-Emission Flotte BMW*. Garching: Funktionale Gestaltung und Integration, BMW M GmbH.

Kinder, J. (16. 08 2012). *"Wirkungsgradunterschiede zwischen einer EM 100 kW und zwei EM 50 kW"*. Experte f. E-Maschinen bei Fa. Thien eDrive. (D. Jobst, Interviewer)

- Kirchner, E. (2007). *Leistungsübertragung in Fahrzeuggetrieben*. Berlin/Heidelberg: Springer-Verlag.
- Koschenz, C. (2006). *Potentiale pedalverkoppelter Bremssysteme zum Einsatz in Hybridfahrzeugen*. Hamburg: Diplomarbeit, Hochschule für Angewandte Wissenschaften.
- Leppert, R. (2011). *Verbesserung des Ansprechverhaltens innovativer Antriebsstränge durch Hybridisierung*. Esslingen: Hochschule Esslingen, Fakultät für Fahrzeugtechnik; BMW M GmbH.
- LG, C. (28. 02 2012). *LG Blog*. Abgerufen am 28. 02 2012 von LG Blog: www.lgblog.de/wp-content/uploads/Opel-Ampera-Antrieb.jpg&imgrefurl=http://www.lgblog.de/2011/09/28/akkus-im-opel-ampera-stammen-von-lg-chem/&usg=__kf86r6_j4wNRtljEiTKM21FeCHA=&h=735&w=1024&sz=98&hl=de&start=120&zoom=1&tbnid=6r7ohd6XSD6VkM:&tbnh=159&tbnw=2
- Limmer, B. (15. 02 2012). *Beschreibung Agilität und Stabilität beim Sportwagen*. (D. Jobst, Interviewer)
- Meißner, C. (2008). *Verbesserung der Fahrzeugquerdynamik durch variable Antriebsmomentenverteilung*. Göttingen: Cuvillier Verlag.
- Metko, M. (12. April 2010). *Eigenschaften eines Sportwagens*. (D. Jobst, Interviewer)
- Milliken, W. F. (1995). *Race Car Vehicle Dynamics*. Warrendale, USA: SAE International.
- Mimura. (2003). *Patentnr. 6120407*. USA.
- Modelica. (06. 03 2012). *Modelica and the Modelica Association*. Abgerufen am 06. 03 2012 von Modelica and the Modelica Association: <https://modelica.org/>
- Neußer, H. J. (2002). Requirements on the Engine/Power Train for sport car manufacturer. 11. *Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2002* (S. 1 - 16). Aachen: Dr. Ing. h.c.F. Porsche AG, Weissach.
- Nimmervoll, C. (25. 03 2009). *Motorsport Total*. Abgerufen am 12. 01 2012 von Motorsport Total: http://www.motorsport-total.com/f1/news/2009/03/Die_grosse_Analyse_KERS_fuer_Dummys_09032524.html
- Petschnik, H. (2009). *Der Elektromotor im Hybridfahrzeug*. München: Grin.
- Porsche AG. (01. 01 2012). *Porsche Intelligent Performance*. Abgerufen am 10. 04 2012 von Porsche Intelligent Performance: <http://www.porsche.com/microsite/intelligent-performance/germany.aspx>

- Prokesch, A. (1980). *Knaurs großes Buch vom Auto: Geschichte, Modelle, Technik von A-Z*. München: Droemer Knaur Verlag.
- Rajasingham, T. A. (2006). *Optimierung der Betriebsstrategie für Voll-Hybridfahrzeuge durch eine Energiekostenindikation*. Braunschweig: TU Braunschweig.
- Ransberger, M. (2011). *Entwicklung einer Rundstrecken-Betriebsstrategie für Hybridfahrzeuge durch Simulation*. München: TU München, Lehrstuhl für Energie-Wandlungstechnik; BMW M GmbH.
- Röhl, W. (28. 09 2010). "Was macht einen Sportwagen aus?". (D. Jobst, Interviewer)
- Saroch, L. (2008). *Fahrertypabhängige Betriebsstrategie und leistungsbasierte Antriebsstrangregelung für Parallelhybridantriebe in Pkw*. Düsseldorf: VDI Verlag GmbH.
- Von Saurma, H. (11. 02 2012). *Sportauto Online*. Abgerufen am 11. 02 2012 von Sportauto Online: <http://www.sportauto-online.de/supertests-978719.html>
- Schmalzl, H. P. (2006). *Aufladung von DI Ottomotoren mit Abgasturboladern mit variabler Turbinengeometrie*. Dresden: TU Dresden.
- Schoeggl, P., Haimann, A., & Röss, L. (2011). *Hybrid im Motorsport*. Wiesbaden: ATZ.
- Schulz, G. (2004). *Regelungstechnik 1*. München: Oldenburg Wissenschaftsverlag GmbH.
- Stiegeler, M. (2008). *Entwurf einer vorausschauenden Betriebsstrategie für parallele hybride Antriebsstränge*. Ulm: Universität Ulm.
- Thien eDrives. (2010). *Machbarkeitsstudie E-Antrieb*. Lustenau: Thien eDrives.
- Van Basshuysen, R. S. (22. 10 2011). *Motorlexikon*. Abgerufen am 22. 10 2011 von <http://www.motorlexikon.de/?l=6058>
- Vogel, V. (05. 06 2012). *Verluste QMVH*. (D. Jobst, Interviewer)
- Wilde. (2009). *Eine modulare Funktionsarchitektur für adaptives und vorausschauendes Energiemanagement in Hybridfahrzeugen*. München: TU München.
- Wilde, A., Schneider, J., & Herzog, H.-G. (2008). *Fahrstil- und fahrsituationsabhängige Ladestrategie bei Hybridfahrzeugen*. Wiesbaden: ATZ (Springer Automotive Media).



ISSN 2199-708X

